

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعب
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique
جامعة عين تموشنت - بلحاج بوشعيب
Université Ain Témouchent– Belhadj Bouchaib



Faculté des sciences et de Technologie
Département de Génie mécanique

Projet de Fin d'étude.

Pour obtenir le **diplôme de Master.**

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie mécanique

Spécialité : Energétique

Thème :

**Modélisation en 3D et analyse des écoulements internes dans le
compresseur axial Nasa Stage 37 Via ANSYS CFX**

Réalisé par :

- ❖ AGUILI MOHAMED
- ❖ GUETTACHE MOUADE HOUSSEM

Devant le jury composé de :

Dr. CHERIET Nour El Houda	MCB UAT.B.B	Président
Dr. SALAH Hichem	MCB UAT.B.B	Examineur
Dr. HARCHOUCHE Zine el abidine	MCB UAT.B.B	Encadrant
Pr. NEHARI Taieb	UAT.B.B	Co-Encadrant

Année Universitaire 2025/2026

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la volonté, le courage et la patience nécessaires pour mener à bien ce travail après toutes ces années d'études.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Dr Harchouche pour son encadrement, sa disponibilité, ses précieux conseils ainsi que ses remarques constructives, qui m'ont été d'une grande aide tout au long de la réalisation de ce mémoire.

J'adresse également mes sincères remerciements à l'ensemble des enseignants du département de génie mécanique pour la qualité de leur enseignement et les connaissances qu'ils m'ont transmises durant mon parcours universitaire.

Enfin, je remercie chaleureusement toutes les personnes qui m'ont soutenue et encouragée, de près ou de loin, dans l'aboutissement de ce travail.

Dédicace

﴿ بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ ﴾

*Tout spécialement aux personnes les plus chères à mon cœur,
À ceux qui m'ont bien éduqué, soutenu et entouré d'amour et
de bienveillance :*

Mon très cher père et mon adorable mère.

*À mes très chères sœurs et frères, pour leur soutien constant
et leur affection précieuse.*

*À toute ma famille, mes amis, et mes chers collègues de
spécialité énergétique, pour tous les bons
moments partagés ensemble, et pour leur encouragement tout au
long de ce parcours.*

*À tous mes enseignants, pour leur savoir transmis avec patience
et dévouement.*

*Enfin, à toute personne qui a croisé mon chemin et m'a inspiré, de
près ou de loin,
Je dis sincèrement merci.*

Mohamed

Dédicace

﴿ يَسْمِ اللّٰهَ الرَّحْمٰنِ الرَّحِيْمِ ﴾

Louange à Allah, le Premier et le Dernier, par la grâce duquel les bonnes œuvres s'accomplissent. C'est grâce à Son aide et à Sa bienveillance que nous avons pu mener ce travail à son terme. À Lui reviennent toute louange et toute gratitude.

Je dédie le fruit de ce modeste travail à mes chers parents, en témoignage de ma profonde reconnaissance pour leurs sacrifices, leur amour, leur soutien indéfectible et leurs encouragements tout au long de mon parcours académique.

À mes frères et sœurs, qui ont toujours été une source de soutien et de réconfort, partageant avec moi les moments de joie comme les défis.

À mes estimés enseignants, qui ont éclairé mon chemin par leur savoir et leurs précieux conseils, et qui ont grandement contribué à ma formation scientifique et personnelle.

À mes chers amis, qui m'ont accompagné tout au long de cette aventure universitaire et qui m'ont apporté leur soutien, leur encouragement et leur amitié sincère.

Enfin, à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail, je dédie humblement cet accomplissement, en leur souhaitant réussite et prospérité.

Louange à Allah, Seigneur des mondes.

Mouade

Résumé

Cette étude porte sur la modélisation, la simulation et l'analyse du comportement aérodynamique d'un compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 en utilisant la mécanique des fluides numérique (CFD) à travers le logiciel ANSYS CFX. Ce compresseur constitue un cas de référence largement utilisé dans le domaine des turbomachines pour l'étude des écoulements compressibles et des phénomènes transsoniques à haute vitesse. Un modèle numérique tridimensionnel a été développé afin de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. La simulation prend en considération des modèles physiques adaptés, notamment les modèles de turbulence, les effets de rotation ainsi que les interactions entre le rotor et le stator. Les conditions aux limites ont été définies de manière à reproduire les conditions réelles de fonctionnement du compresseur. L'objectif principal de cette étude est d'évaluer les performances aérodynamiques du NASA Stage 37 à travers l'analyse de paramètres essentiels tels que le rapport de compression, l'efficacité isentropique, la distribution de pression, les champs de vitesse ainsi que les pertes aérodynamiques internes. Les résultats obtenus permettent également d'étudier les phénomènes complexes présents dans les compresseurs transsoniques, tels que les ondes de choc, les séparations d'écoulement et les zones de recirculation. Enfin, cette approche numérique offre une meilleure compréhension du comportement hydrodynamique du compresseur et constitue une base importante pour l'optimisation des performances et l'amélioration de la conception des turbomachines modernes.

Mots clés: Simulation, CFD, ANSYS, NASA Stage 37, Compressible.

Abstract

This study focuses on the modeling, simulation, and analysis of the aerodynamic behavior of a NASA Stage 37 transonic axial compressor using computational fluid dynamics (CFD) with the ANSYS Fluent software. This compressor is a widely used reference case in the field of turbomachinery for studying compressible flows and high-speed transonic phenomena. A three-dimensional numerical model was developed to solve the conservation equations for mass, momentum, and energy. The simulation incorporates appropriate physical models, including turbulence models, rotational effects, and rotor-stator interactions. Boundary conditions were defined to reproduce the actual operating conditions of the compressor. The main objective of this study is to evaluate the aerodynamic performance of the NASA Stage 37 through the analysis of key parameters such as the compression ratio, isentropic efficiency, pressure distribution, velocity

fields, and internal aerodynamic losses. The results obtained also allow the study of complex phenomena present in transonic compressors, such as shock waves, flow separations, and recirculation zones. Finally, this numerical approach offers a better understanding of the compressor's hydrodynamic behavior and provides an important basis for optimizing performance and improving the design of modern turbomachinery.

Keywords: Simulation, CFD, ANSYS, NASA Stage 37, Compressible.

الملخص:

تتناول هذه الدراسة نمذجة ومحاكاة وتحليل السلوك الأيروديناميكي للضاغط المحوري العابر للصوت NASA Stage 37 باستخدام ديناميكا الموائع الحسابية (CFD) من خلال برنامج ANSYS CFX. ويُعد هذا الضاغط نموذجًا مرجعيًا واسع الاستخدام في مجال التوربوالآت لدراسة الجريان الانضغاطي والظواهر العابرة للصوت عند السرعات العالية. تم تطوير نموذج عددي ثلاثي الأبعاد لحل معادلات حفظ الكتلة وكمية الحركة والطاقة. وتأخذ المحاكاة في الاعتبار النماذج الفيزيائية المناسبة، بما في ذلك نماذج الاضطراب، وتأثيرات الدوران، والتفاعلات بين الدوّار والثابت (Rotor–Stator). كما تم تحديد شروط الحدود بطريقة تُمكن من محاكاة ظروف التشغيل الحقيقية للضاغط بدقة.

يتمثل الهدف الرئيسي من هذه الدراسة في تقييم الأداء الأيروديناميكي للضاغط NASA Stage 37 من خلال تحليل مجموعة من المعلومات الأساسية، مثل نسبة الانضغاط، والكفاءة الإيزنتروبية، وتوزيع الضغط، وحقول السرعة، والخسائر الأيروديناميكية الداخلية. كما تنتج النتائج العددية دراسة الظواهر المعقدة التي تميز الضواغط العابرة للصوت، بما في ذلك الموجات الصدمية، وانفصال الجريان، ومناطق إعادة الدوران. وتسهم هذه المقاربة العددية في تحقيق فهم أعمق للسلوك الأيروديناميكي للضاغط، كما توفر أساسًا مهمًا لتحسين الأداء وتطوير تصميم التوربوالآت الحديثة.

الكلمات المفتاحية: ديناميكا الموائع الحسابية (CFD)، ANSYS CFX، NASA Stage 37، ضاغط محوري عابر للصوت، جريان انضغاطي، الأداء الأيروديناميكي.

sommer_:

Introduction générale:	1
Chapitre I: Etude bibliographique sur les compresseurs axiaux	3
I.1 Généralités sur les compresseurs axiaux	4
I.1.1 Historique et évolution	4
I.1.2 Principe de fonctionnement et architecture	5
I.1.3 Applications industrielles	7
I.1.4 Avantages et limitations	9
I.2 Aérodynamique des compresseurs axiaux	10
I.2.1 Théorie d'Euler des turbomachines	10
I.2.2 Triangles de vitesses	11
I.2.3 Paramètres de performance	12
I.3 PHÉNOMÈNES AÉRODYNAMIQUES COMPLEXES	13
I.3.1 Écoulements tridimensionnels	13
I.3.2 Vortex de jeu en tête d'aube	13
I.3.3 Ondes de choc et écoulements transsoniques	14
I.3.4 Instabilités aérodynamiques	14
I.4 Méthodes de simulation numérique	15
I.4.1 Approches de modélisation	15
I.4.2 Modèles de turbulence	16
I.4.3 Stratégies de maillage	16
I.4.4 Conditions aux limites	16
I.5 Le compresseur NASA Stage 37	17
I.5.1 Historique et contexte	17
I.5.2 Caractéristiques géométriques	17

I.5.3	Performances nominales	18
I.5.4	Intérêt scientifique	18
I.6	État de l’art	19
I.7	Conclusion du chapitre :	19
<u>Chapitre II: Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA</u>		
Stage 37		20
II.1	Introduction	21
II.2	Fondements théoriques de la compression axiale.....	21
II.2.1	Principe énergétique et équation d’Euler	21
II.3	Hypothèses générales et cadre de modélisation	22
II.3.1	Hypothèses sur le fluide de travail	22
II.3.2	Hypothèses sur l’écoulement	23
II.3.3	Hypothèses sur les pertes et le rendement.....	23
II.3.4	Conditions aux limites et opératoires	23
II.4	Analyse thermodynamique du processus de compression.....	24
II.5	Équations fondamentales de la dynamique des fluides applicables.....	26
II.5.1	Conservation de la masse (Continuité).....	26
II.5.2	Conservation de la quantité de mouvement (Équation d’Euler)	26
II.5.3	Conservation de l’énergie (Premier principe)	28
II.5.4	Équation d’état et relations constitutives	28
II.6	Paramètres de performance et critères de conception.....	28
II.6.1	Débit massique et conditions d’entrée	28
II.6.2	Rapport de compression	29
II.6.3	Rendements	29
II.6.4	Vitesse de rotation et triangles de vitesses	29
II.6.5	Séquence de calcul	31

II.6.6	Vérifications et critères de cohérence	31
II.6.7	Synthèse des paramètres de la conception de base	32
II.7	Conception du rotor R1	33
II.7.1	Choix du type d'aubage.....	33
II.7.2	Détermination des dimensions géométriques principales	34
II.7.3	Conception des profils d'aubes	35
II.8	Conception du stator S1	37
II.8.1	Rôle et choix du type de diffuseur axial.....	37
II.8.2	Dimensionnement géométrique du stator S1	37
II.8.3	Distribution de pression et contrôle du décollement.....	38
II.9	Articulation entre l'approche analytique et l'étude numérique	38
II.10	Conclusion	39
Chapitre III:	Analyse des écoulements internes.....	40
III.1.1	b. Définition des zones internes	47
III.1.2	c. Conditions spécifiques aux cellules des zones.....	47
Chapitre IV:	Analyse des performances et discussions	53
Conclusion générale		82

Liste des figures

Figure 1 : Évolution historique des compresseurs axiaux — des fondements théoriques à la génération moderne (1900–2024)[1]	5
Figure 2 : Schéma de principe et architecture d'un compresseur axial — rotor, stator et sens d'écoulement [1].....	7
Figure 3 : Moteur à réaction moderne intégrant un compresseur axial multi-étages [10].....	8
Figure 4 : Différents systèmes de flux dans les moteurs à turbine à gaz industriels [10]	9
Figure 5 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor d'un compresseur axial [1]	12
Figure 6 : Distribution de pression sur l'aube du NASA Rotor 37 — simulation CFD tridimensionnelle ($N = 17\,000$ tr/min) [29]	18
Figure II.1: Vorticité secondaire produite par une rangée d'aubes directrices[3].....	23
Figure II.2: Diagramme enthalpique-entropique ($h-s$) du processus de compression dans un compresseur axial.[3]	25
Figure II.3: Circulation autour d'un élément de fluide[3].....	27
Figure II.4: Élément de fluide en équilibre radial[3]	27
Figure II.5: Diagrammes de vitesse d'une rangée d'aubes directrices (inlet guide vanes)[4]	30
Figure II.6: Organigramme de la procédure de résolution numérique pour l'analyse de l'écoulement méridien[4]	33
Figure II.7: Schéma d'un compresseur axial et triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor[3].....	34
Figure III.1 : Organigramme de simulation du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37	36
Figure III.2 : Paramètres géométriques de la pale du rotor du compresseur NASA Stage 37	38
Figure III.3 : Paramètres géométriques de la pale du stator du compresseur NASA Stage 37	39
Figure III.4 : Géométrie en perspective de la roue du rotor du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37.....	41
Figure III.5 : Géométrie en perspective de la roue du stator du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37.....	42

Figure III.6 : Maillage des différentes composantes de la roue du rotor du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37.....	51
Figure III .7 : Maillage des différentes composantes de la roue du stator du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37.....	52
Figure IV.1 : Répartition de la température dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa).....	55
Figure IV.2 : Répartition de la pression dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa)	56
Figure IV.3 : Répartition du nombre de Mach dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa).....	57
Figure IV.4 : Répartition de la vitesse dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa)	58
Figure IV.5 : Vue méridienne de la répartition des pressions dans le compresseur NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa)	59
Figure IV.6 : Vue méridienne de la répartition des températures dans le compresseur NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa).....	60
Figure IV.7 : Vue méridienne de la répartition des vitesses dans le compresseur NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa)	61
Figure IV.8 : Vue méridienne de la répartition du nombre de Mach dans le compresseur NASA Stage 37 (17 000 tr/min, 160 000 Pa).....	62
Figure IV.9 : Effet de la pression de sortie sur la répartition de pression (17 000 tr/min, 12 000–16 000 Pa)	63
Figure IV.10 : Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de pression (12 000 Pa, 13 000–21 000 tr/min).....	64
Figure IV.11 : Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de température (12 000 Pa, 13 000–21 000 tr/min)	65
Figure IV.12 : Effet de la pression de sortie sur la répartition de température (17 000 tr/min, 12 000–16 000 Pa)	66
Figure IV.13 : Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de vitesse (12 000 Pa, 13 000–21 000 tr/min).....	67
Figure IV.14 : Effet de la pression de sortie sur la répartition de vitesse (17 000 tr/min, 12 000–16 000 Pa)	68

Figure IV.15 : Effet de la vitesse de rotation sur le nombre de Mach (12 000 Pa, 13 000–21 000 tr/min)	69
Figure IV.16 : Effet de la pression de sortie sur le nombre de Mach (17 000 tr/min, 12 000–16 000 Pa)	70

Introduction générale

Introduction générale:

Le compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 convertit l'énergie mécanique fournie par un moteur en énergie de pression et en énergie cinétique de l'air, grâce au travail aérodynamique réalisé par la rotation de sa roue aubagée (rotor). La présente étude met en œuvre un modèle numérique sous ANSYS Fluent afin de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, couplées à des modèles physiques adaptés, notamment un modèle de turbulence et des conditions de rotation (référentiel tournant).

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en cinq chapitres :

Le premier chapitre présente les notions fondamentales relatives aux compresseurs centrifuges, notamment leur principe de fonctionnement, leur constitution et les principaux paramètres de performance. Il propose également un état de l'art synthétique des travaux de recherche menés dans ce domaine, en mettant en évidence les approches théoriques, expérimentales et numériques utilisées pour l'analyse et l'amélioration des performances de ces machines. Cette revue de la littérature permet de situer le présent travail dans son contexte scientifique et de préparer les développements présentés dans les chapitres suivants.

Le deuxième chapitre établit le cadre théorique et la méthodologie de conception préliminaire du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 , assurant la transition entre les exigences de performance (débit massique, rapport de compression, rendement) et leur traduction en paramètres thermodynamiques, aérodynamiques et géométriques. Il s'appuie sur la thermodynamique des gaz compressibles et la mécanique des turbomachines pour relier les spécifications fonctionnelles aux grandeurs physiques déterminantes : travail spécifique, vitesses caractéristiques, et dimensions principales de la roue, du diffuseur et de la volute. Ce chapitre se conclut par la synthèse des paramètres géométriques retenus et la définition du modèle pour l'analyse numérique, assurant ainsi la continuité vers la simulation CFD du chapitre 3.

Le troisième chapitre détaille la mise en œuvre numérique des équations de transport sous ANSYS Fluent pour simuler un compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 . Il aborde successivement la modélisation géométrique, la génération du maillage (avec un soin particulier pour les zones critiques), les procédures numériques de résolution des équations de conservation, ainsi que les modèles physiques sélectionnés (turbulence, rotation). Enfin, il souligne l'importance cruciale des conditions aux limites pour garantir la convergence et la fiabilité des résultats.

Dans le quatrième chapitre, nous présenterons et analyserons les résultats obtenus. Ce chapitre analyse le comportement des fluides dans un compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 via des simulations ANSYS CFX. Dans un premier temps, l'analyse des résultats de simulation obtenus sous ANSYS CFX, dans le cadre d'une modélisation de l'air en tant que gaz idéal, montre que les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach au sein du compresseur dépendent fortement des paramètres opératoires que sont la pression statique de sortie et la vitesse de rotation. Dans un second temps, une analyse comparative est réalisée entre deux modélisations du fluide : l'air considéré comme gaz idéal d'une part, et l'air considéré comme azote pur (N_2) d'autre part. Cette comparaison porte sur les répartitions de la pression, de la vitesse, de la température et du nombre de Mach au sein du compresseur NASA Stage 37.

Chapitre I: Etude bibliographique sur les compresseurs axiaux

Ce premier chapitre présente les fondements théoriques et l'état de l'art nécessaires à la compréhension de notre étude sur la simulation des écoulements internes dans le compresseur axial NASA Stage 37. Nous abordons successivement les généralités sur les compresseurs axiaux, leur principe de fonctionnement, les aspects aérodynamiques fondamentaux, les phénomènes physiques complexes rencontrés, ainsi que les méthodes numériques employées pour leur simulation.

L'objectif est de fournir une base solide permettant de situer notre travail dans le contexte scientifique et technologique actuel, et de justifier les choix méthodologiques adoptés dans les chapitres suivants.

I.1 Généralités sur les compresseurs axiaux

I.1.1 Historique et évolution

I.1.1.1 Les premiers développements (1900-1940)

Les compresseurs axiaux trouvent leur origine dans les travaux pionniers du début du XXe siècle menés parallèlement en Europe et aux États-Unis.

Auguste Rateau (France) développe la théorie des turbomachines. Charles Parsons (Royaume-Uni) construit les premiers prototypes expérimentaux. Aurel Stodola (Suisse) établit les bases théoriques dans son ouvrage 'Die Dampfturbinen' (1903) [1].

Frank Whittle (1930) et Hans von Ohain (1935) déposent indépendamment des brevets pour des turboréacteurs. Les premiers moteurs opérationnels : HeS 3b (1939) et Whittle W.1 (1941).

Ces premières machines souffrent de limitations : rendements faibles (60-70%), pompage fréquent, vibrations, fiabilité limitée[1].

I.1.1.2 L'ère du jet (1945-1970)

Après la Seconde Guerre mondiale, développement rapide porté par les besoins militaires puis civils.

Première génération (1945-1955) : J47, J57, Atar. Rapports de pression modestes (5-8), nombreux étages (15-20), rendements 75-80%.[7]

Aviation commerciale (1955-1970) : Introduction des turbofans (JT3D, JT8D, Spey). Rapports de pression 12-20. Amélioration de la fiabilité.

Accumulation de connaissances expérimentales par la NACA sur les écoulements secondaires, vortex de jeu, interactions rotor-stator[9]

I.1.1.3 L'ère moderne (1970-aujourd'hui)

Décennie 1970-1990 : Révolution numérique (CFD), CFM56 (plus vendu avec 33000 exemplaires), matériaux avancés (composites, Ti-6Al-4V, superalliages). Rendements $>85\%$, $\pi = 25-30$.

Décennie 1990-2010 : Intégration CAO-CFD, optimisation multi-objectifs, gros-porteurs (GE90-115B record 569 kN, Trent XWB $\pi=50$). Géométrie variable généralisée. [11]

Décennie 2010-aujourd'hui : CMC (1500-1650°C), IA et machine learning, fabrication additive, compresseurs adaptatifs. [12]

CFM LEAP (2016) : aubes composite, CMC, -15% consommation. PW1100G GTF (2016) : réducteur, -16% consommation, 0.49 kg/kN/h. GE9X (2020) : $\pi=60$, 52% rendement thermique.

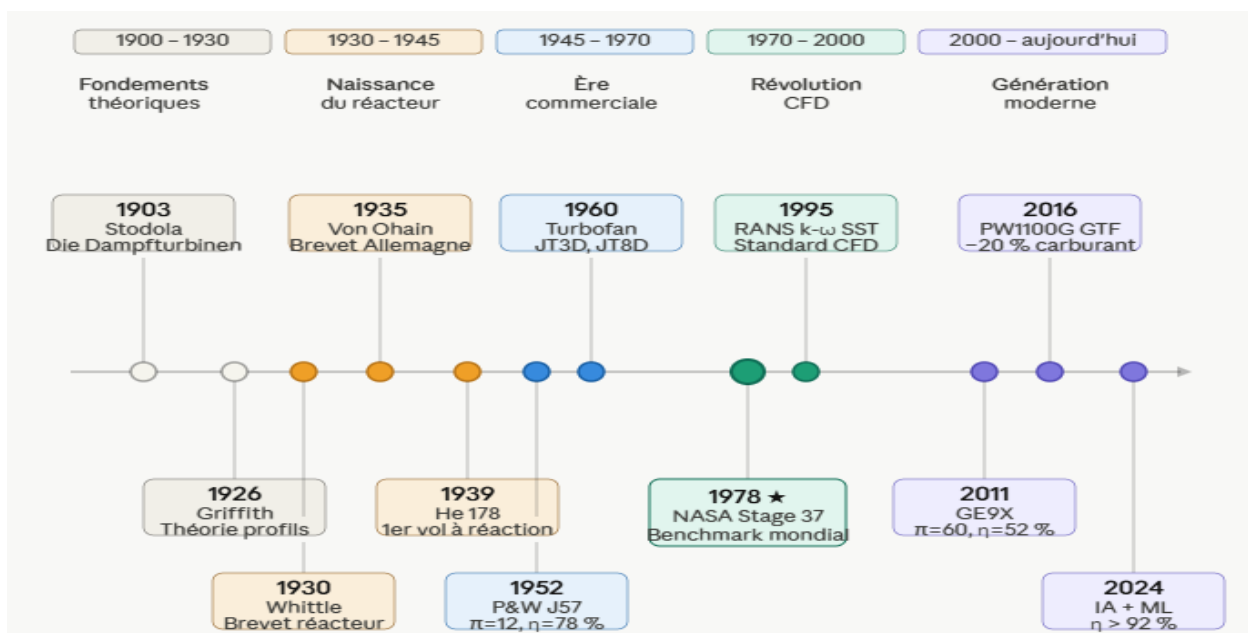


Figure 1 Évolution historique des compresseurs axiaux — des fondements théoriques à la génération moderne (1900–2024)[1]

I.1.2 Principe de fonctionnement et architecture

I.1.2.1 Principe de fonctionnement et architecture

Principe physique fondamental

Un compresseur axial élève la pression d'un gaz par addition d'énergie mécanique à travers une succession d'étages rotatifs et fixes. Le principe repose sur trois mécanismes complémentaires :
Compression dynamique dans le rotor : Les aubes en rotation transfèrent de l'énergie cinétique au fluide par variation de quantité de mouvement selon l'équation d'Euler. L'écoulement est accéléré dans le référentiel relatif, augmentant son enthalpie totale. La vitesse absolue croît avec un léger accroissement de pression statique.

Conversion d'énergie dans le stator : Le stator décélère l'écoulement de manière contrôlée par des canaux divergents, transformant l'énergie cinétique en pression statique (principe de Bernoulli). Simultanément, il redresse l'écoulement en réduisant sa composante tangentielle, préparant le fluide pour l'étage suivant.

Effet cumulatif multi-étages : Chaque étage ajoute une compression modeste ($\pi = 1,1-1,4$). La compression totale : $\pi_{\text{total}} = \pi_1 \times \pi_2 \times \dots \times \pi_n$. Cette approche permet d'atteindre $\pi = 15-60$ tout en maintenant chaque étage dans des conditions aérodynamiques favorables.[2]

I.1.2.2 Architecture typique

Un compresseur multi-étages se compose schématiquement de :

Entrée $\rightarrow$ IGV $\rightarrow$ [Rotor₁-Stator₁] $\rightarrow$ [Rotor₂-Stator₂] $\rightarrow$... $\rightarrow$ [Rotor_n-Stator_n] $\rightarrow$ Sortie

I.1.2.3 Composants principaux

Aubes directrices d'entrée (IGV) : Pré-orientent le flux pour minimiser les pertes par incidence. Souvent à angle variable (VIGV) pour adapter aux différents régimes, particulièrement aux bas régimes où le risque de pompage est élevé.

Rotor (roue mobile) : 20-60 aubes selon diamètre et position. Profils optimisés (NACA, supercritiques, 3D CFD). Matériaux : alliages titane (premiers étages), alliages nickel (derniers étages). Fonction : apport d'énergie au fluide.

Stator (redresseur) : Nombre d'aubes différent du rotor (éviter résonances). Fonctions : redressement de l'écoulement + conversion énergie cinétique $\rightarrow$ pression par diffusion contrôlée.

Carter et jeu radial : Carter assure étanchéité et support mécanique. Jeu radial (0,5-2% hauteur d'aube) nécessaire pour dilatations thermiques mais source de pertes (20-30% des pertes totales).

Technologies : abrasables, traitements de carter, géométries optimisées. [8]

Moyeu (hub) : Profil conique convergent vers l'aval pour adapter à l'augmentation de densité.

Configuration à disques ou à tambour. Support l'arbre de transmission du couple. [9]

I.1.2.4 Évolution axiale des paramètres

Pression et température : Croissance continue. Pour $\pi=40$: P passe de 1 à 40 bars, T de 288K à >1500K (avec irréversibilités).

Densité : Augmentation significative : $\rho_{\text{sortie}}/\rho_{\text{entrée}} \approx \pi^{(1/\gamma)} \approx 8,5$ pour $\pi=40$.

Section de passage : Réduction pour maintenir débit constant ($\dot{m} = \rho V_a A$). Hauteur d'aube décroît de 100-150mm à 20-40mm typiquement.

Vitesse axiale : Maintenue relativement constante (150-200 m/s) pour optimiser chaque étage.

Nombre de Mach : M_{rel} critique en entrée (1,2-1,6 en bout de pale). Diminue dans étages aval car température (donc vitesse du son) augmente.

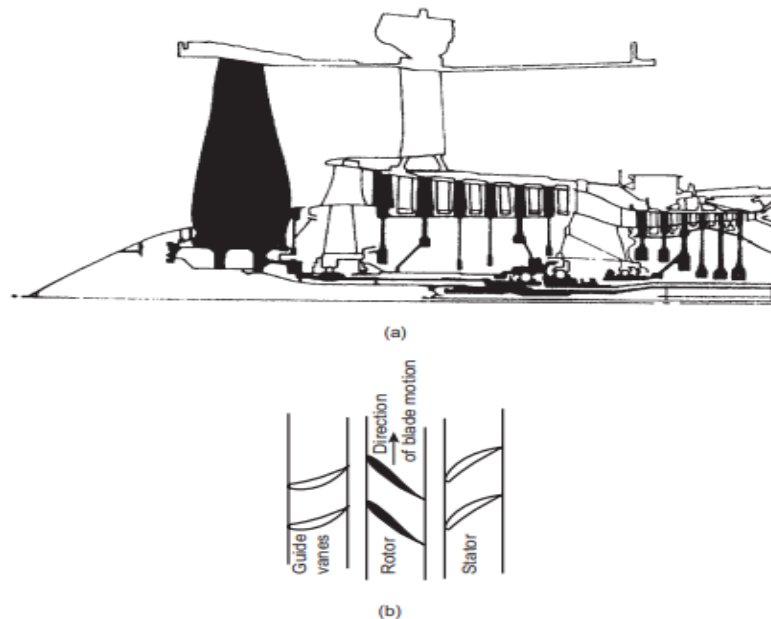


Figure 2 Schéma de principe et architecture d'un compresseur axial — rotor, stator et sens d'écoulement [1]

I.1.3 Applications industrielles

I.1.3.1 Propulsion aéronautique

Aviation civile long-courrier : Moteurs 300-500 kN (GE90-115B $\pi=42$, Trent XWB $\pi=50$, GE9X $\pi=60$). Optimisation consommation (0,50-0,52 kg/kN/h). Fiabilité >99,98%. Architecture bi-corps ou tri-corps. [10] [11]

Aviation moyen-courrier : Moteurs 100-150 kN (CFM LEAP, PW1100G GTF). Technologies : aubes composite, réducteur. Réduction consommation 15-20%, NO_x -40-50%, bruit -10-15 dB. [13]

Aviation militaire : Priorité : rapport poussée/poids (>10), manœuvrabilité, furtivité. F119 (F-22), M88 (Rafale), EJ200 (Typhoon). Capacités : post-combustion, vectorisation, supercruise. [14]

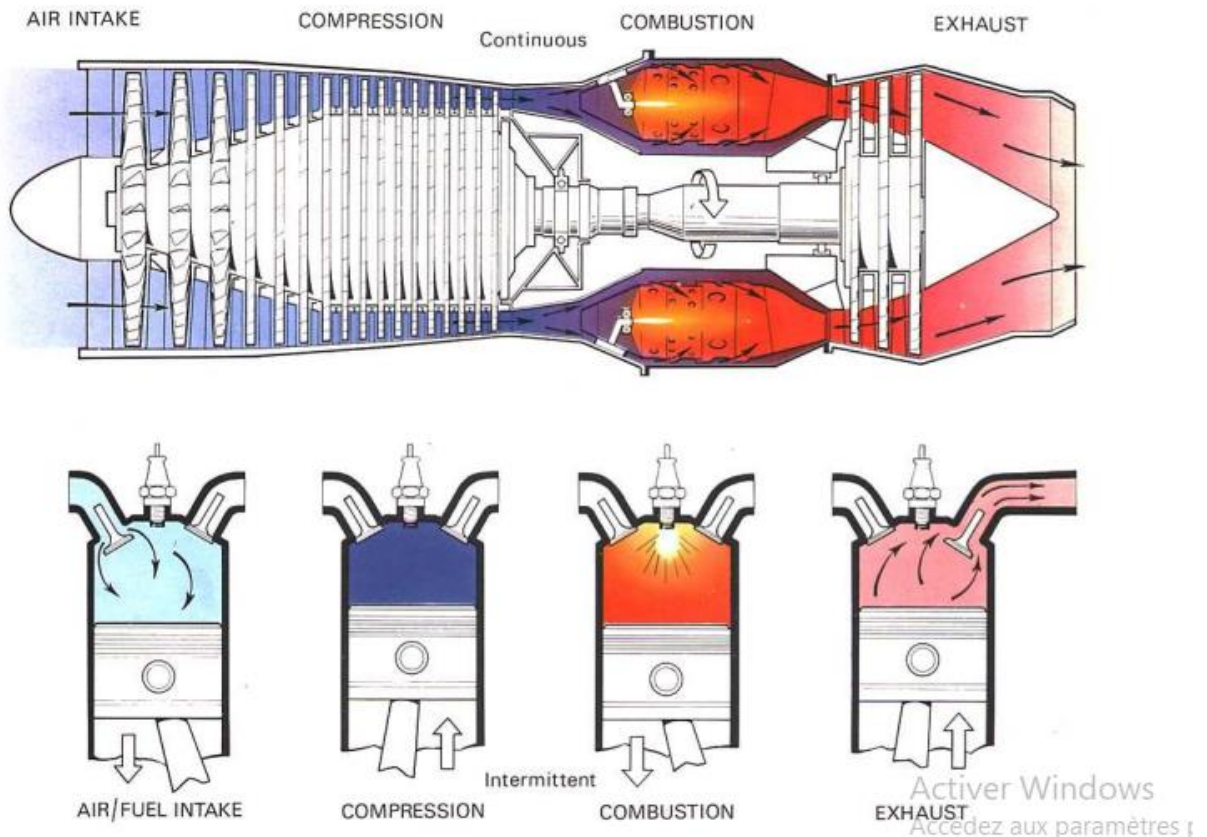


Figure 3 Moteur à réaction moderne intégrant un compresseur axial multi-étages

[10]

I.1.3.2 Production d'énergie

Turbines cycle combiné (CCGT) : GE 9HA.02 (571 MW, $\eta=64\%$), Siemens SGT5-8000H (450 MW). Compresseur 24 étages, $\pi \approx 25$, $\eta_{\text{compresseur}}=88\%$. Température entrée turbine $>1600^\circ\text{C}$. Disponibilité $>99\%$.

Turbines aérodérivatives : 20-60 MW (GE LM6000, Trent 60). Démarrage rapide (<10 min), flexibilité opérationnelle. Applications : centrales de pointe, offshore. [15]

I.1.3.3 Industrie pétrolière et gazière

Compression gaz naturel : Stations tous les 100-200 km sur gazoducs. Turbocompresseurs 20-50 MW, 50-60→80-100 bars. Fonctionnement continu >8000 h/an. Rendement 84-88%. [16]

Liquéfaction (LNG) : Compresseurs jusqu'à 100 MW pour cycles frigorifiques. Fiabilité absolue requise.

Plateformes offshore : Entraînement pompes, injection d'eau. Contraintes : compacité, faible masse, résistance corrosion.

I.1.3.4 Autres industries

- Sidérurgie (air hauts fourneaux), industrie chimique (compression process), souffleries aérodynamiques (essais véhicules). [17]

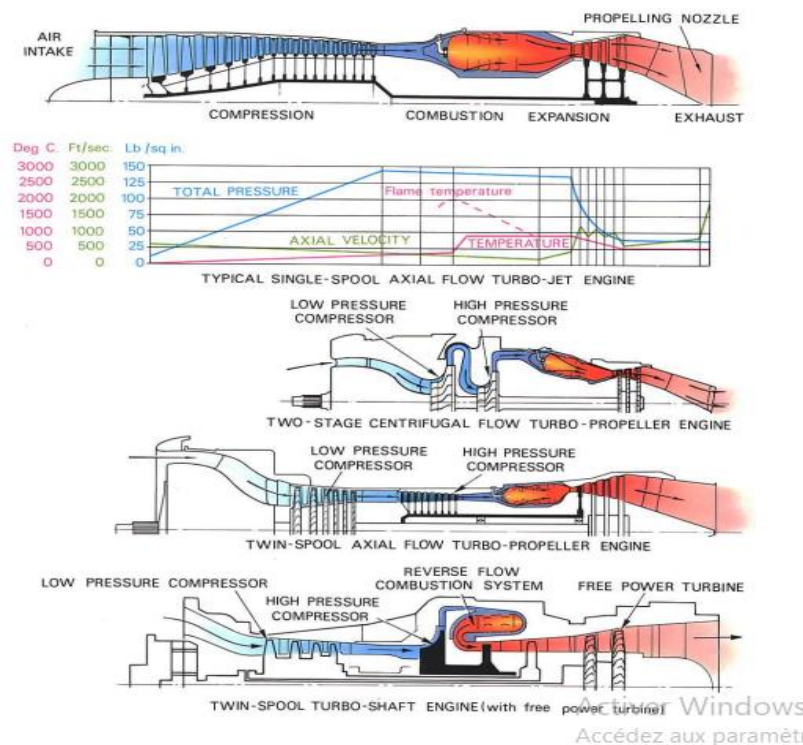


Figure 4 Différents systèmes de flux dans les moteurs à turbine à gaz industriels

[10]

I.1.4 Avantages et limitations

I.1.4.1 Avantages des compresseurs axiaux

Rendement isentropique élevé : 85-90% pour machines modernes, jusqu'à 92% pour certains étages. Cinématique essentiellement axiale minimisant pertes par courbure et recirculations.

Débit massique élevé : Plusieurs centaines de kg/s grâce à grande section de passage. Essentiel pour turbofans haute dilution et turbines industrielles.

Encombrement frontal réduit : Diamètre compact par rapport au débit traité. Crucial pour aéronautique (réduction traînée).

Rapport de pression élevé : Jusqu'à 50-60 par empilement d'étages. Chaque étage $\pi=1,1-1,4$ optimisé individuellement.

Stabilité de fonctionnement : Large plage stable avec géométrie variable (VIGV, VSV). Important pour régimes variables. [19]

I.1.4.2 Limitations et défis

Complexité conception/fabrication : Expertise aérodynamique, mécanique, thermique pointue. Optimisation multi-étages complexe. Fabrication haute précision (5 axes, fonderie, additive).

Sensibilité pompage/décrochage : Pompage (surge) : inversions périodiques destructrices. Décrochage tournant : instabilité propagée. Limitent plage stable, imposent marges sécurité.

Pertes par jeu : Jeu 0,5-2% génère vortex intense (tip leakage). 20-30% des pertes totales.

S'accentue avec usure. Technologies : abrasables, traitements carter, géométries optimisées. [20]

Sensibilité conditions d'entrée : Distorsions spatiales/temporelles dégradent performances et marge au pompage. Certification aéronautique impose tests sévères.

Coût et délais développement : 5-10 ans, investissements milliards d'euros pour programmes majeurs. Validation expérimentale coûteuse. Certification réglementaire longue.

Mach relatif élevé : $M_{rel} > 1$ en premiers étages génère chocs, pertes, bruit, vibrations. Nécessite profils supercritiques complexifiant conception. [21]

I.2 Aérodynamique des compresseurs axiaux

I.2.1 Théorie d'Euler des turbomachines

La théorie d'Euler établit la relation fondamentale entre le couple mécanique exercé sur le rotor et la variation de moment cinétique du fluide. Elle constitue le socle de l'analyse énergétique des turbomachines.

I.2.1.1 Équation fondamentale

En appliquant le théorème du moment cinétique :

$$C = \dot{m}(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$$

où C est le couple (N·m), $\dot{m}$ le débit massique (kg/s), r le rayon (m), V_{θ} la composante tangentielle de vitesse absolue (m/s).

I.2.1.2 Puissance et travail spécifique

$$P = \dot{m}C = \dot{m}(U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1})$$

$$w = P/\dot{m} = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} = \Delta h_0$$

Le travail spécifique égale la variation d'enthalpie totale. Seules les composantes tangentielles interviennent.

I.2.1.3 Degré de réaction

$$R = (h_2 - h_1)/(h_3 - h_1)$$

- $R=0$ (action) : compression dans stator uniquement
- $R=0,5$ (standard) : compression équirépartie, optimum rendement
- $R=1$ (réaction) : compression dans rotor uniquement

I.2.2 Triangles de vitesses

Outil graphique fondamental pour analyser la cinématique dans les turbomachines axiales.

I.2.2.1 Définitions

Référentiel absolu (stator) : V (vitesse absolue), V_a (axiale), V_θ (tangentielle)

Référentiel relatif (rotor) : W (vitesse relative), U (vitesse entraînement, $U=\omega r$)

I.2.2.2 Relation fondamentale

$$V = W + U$$

Projections : $V_a = W_a$ (axiale identique), $V_\theta = W_\theta + U$ (tangentielle)

I.2.2.3 Angles caractéristiques

α : angle absolu (entre V et axial), $\tan(\alpha) = V_\theta/V_a$

β : angle relatif (entre W et axial), $\tan(\beta) = W_\theta/W_a$

$(\beta_1 - \beta_2)$: angle de cambrure, représente déviation imposée (limité à 25-35° typiquement)

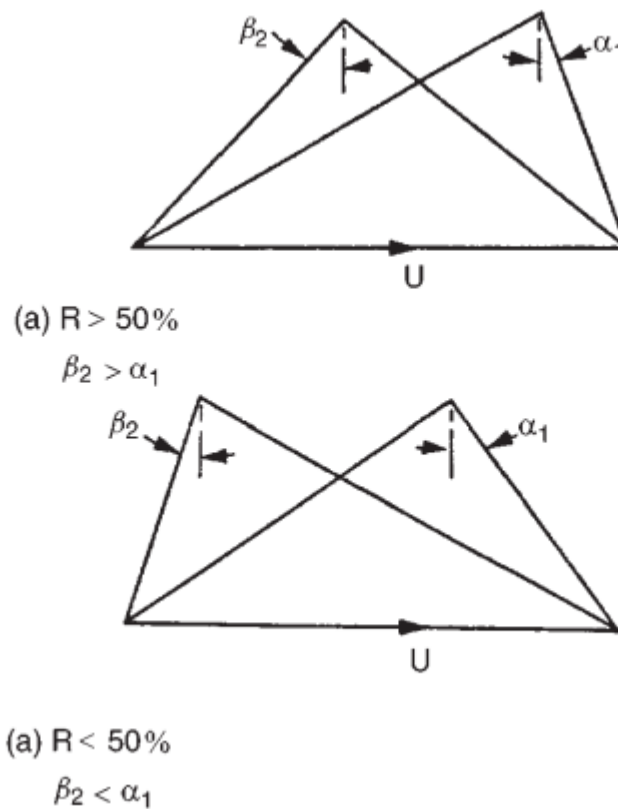


Figure 5 Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor d'un compresseur axial [1]

I.2.2.4 Expression du travail

$$w = U \cdot V_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

Le travail est proportionnel à la différence des tangentes des angles absolus.

I.2.3 Paramètres de performance

I.2.3.1 Rapport de pression

$$\pi = P_{o_sortie} / P_{o_entrée}$$

Par étage : $\pi=1,1-1,4$; Compresseur complet : $\pi=15-60$

I.2.3.2 Rendement isentropique

$$\eta_{is} = (T_{o_sortie,s} - T_{o_entrée}) / (T_{o_sortie} - T_{o_entrée})$$

Valeurs : Étage 88-92%, Multi-étages 85-90%, NASA Stage 37 $\approx 86\%$

I.2.3.3 Paramètres corrigés

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} \sqrt{(T_o/T_{ref})} / (P_o/P_{ref})$$

$$N_{corr} = N / \sqrt{(T_o/T_{ref})}$$

I.2.3.4 Coefficients adimensionnels

$$\phi = V_a/U \text{ (débit, 0,4-0,7)}$$

$$\psi = \Delta h_0/U^2 \text{ (charge, 0,3-0,5)}$$

I.2.3.5 Nombre de Mach

$$M = V/a \text{ (absolu)}, M_{rel} = W/a \text{ (relatif)}, M_a = V_a/a \text{ (axial)}$$

M_{rel} peut atteindre 1,2-1,6 en entrée (transsonique), nécessitant profils supercritiques

I.3 PHÉNOMÈNES AÉRODYNAMIQUES COMPLEXES

I.3.1 Écoulements tridimensionnels

Contrairement aux modèles bidimensionnels simplifiés, l'écoulement réel dans un compresseur axial est fondamentalement tridimensionnel, avec des phénomènes secondaires importants.

Équilibre radial : L'équilibre entre force centrifuge et gradient de pression radial impose : $\partial P / \partial r = \rho V_\theta^2 / r$. Cela entraîne une augmentation radiale de la pression statique du moyeu vers le carter, et une distribution radiale des vitesses non uniforme. [1]

Écoulements secondaires : Générés par les gradients de pression transversaux et la courbure des lignes de courant. Se manifestent par des vortex de passage qui migrent du moyeu vers la pointe, transportant fluide de basse énergie et augmentant les pertes. [18]

Couche limite tridimensionnelle : Développement depuis les parois d'aubes, moyeu et carter. Épaississement en présence de gradient de pression adverse. Risque de décollement en bout de pale (tip) et au moyeu (hub). Interaction avec écoulements secondaires complexifie l'analyse.

Migration radiale : Le fluide tend à migrer radialement sous l'effet combiné des forces centrifuges, gradients de pression, et entraînement visqueux. Cette redistribution radiale affecte les performances et la stabilité. [10] [19]

I.3.2 Vortex de jeu en tête d'aube

Le jeu radial entre sommet d'aube rotor et carter génère un écoulement de fuite responsable de pertes majeures.

Mécanisme : Le gradient de pression entre intrados (HP) et extrados (BP) pilote un jet de fuite à travers le jeu. Ce jet, entraîné par la rotation de l'aube, s'enroule en un vortex intense (tip leakage vortex) [22] qui interagit avec l'écoulement principal. Le vortex génère de fortes dissipations visqueuses, augmente la turbulence locale, et peut induire des décollements sur l'extrados de l'aube.

Conséquences : Pertes représentant 20-30% des pertes totales d'un étage. Réduction de l'élévation de pression effective. Risque de déclenchement du décrochage tournant si le vortex bloque le passage inter-aubes. S'intensifie avec l'usure et les dilatations thermiques augmentant le jeu. [10]

Technologies d'atténuation : Revêtements abrasables (minimiser jeu), traitements de carter (rainures perturbant le vortex), géométries optimisées de bout de pale (plateaux, squealer tips, winglets), contrôle actif (injection/aspiration). [18]

I.3.3 Ondes de choc et écoulements transsoniques

Dans les premiers étages des compresseurs modernes, les vitesses relatives peuvent atteindre et dépasser la vitesse du son locale ($M_{rel} > 1$), générant des ondes de choc.

Caractéristiques : Chocs obliques sur intrados et extrados selon le nombre de Mach et l'angle d'incidence. Choc normal (onde de décollement) si $M_{rel} \gg 1$. Perte de pression totale à travers le choc proportionnelle à $(M^2 - 1)^3$, donc fortement nonlinéaire.

Interaction choc-couche limite : Le choc génère un gradient de pression adverse brutal pouvant provoquer décollement de la couche limite. Ce décollement augmente drastiquement les pertes et peut déclencher instabilités. Phénomène critique à maîtriser. [18]

Profils supercritiques : Inspirés des ailes d'avion transsoniques. Géométrie permettant d'accélérer progressivement l'écoulement jusqu'à $M > 1$ puis de le décélérer graduellement, minimisant intensité des chocs. Permettent de fonctionner à $M_{rel} = 1,3-1,5$ avec pertes acceptables. [23]

I.3.4 Instabilités aérodynamiques

Les compresseurs sont sujets à des instabilités pouvant compromettre leur fonctionnement voire les détruire.

Pompage (surge) : Instabilité globale affectant tout le compresseur. Inversions périodiques du débit (fréquence 5-20 Hz). Déclenchée à faible débit lorsque pente de la caractéristique devient positive ($\partial\pi/\partial\dot{m} > 0$). Efforts mécaniques violents, risque de destruction. Prévention : marges de sécurité (15-20%), géométrie variable, vannes anti-pompage.

Décrochage tournant (rotating stall) : Instabilité localisée : zones de décollement tournant à vitesse sous-synchrone (30-70% vitesse rotor). Peut affecter un ou plusieurs passages d'aubes. Précurseur potentiel du pompage. Génère vibrations, réduction performances, augmentation température. Détection : capteurs de pression instationnaires, analyse fréquentielle. [18]

Flutter : Instabilité aéroélastique : couplage entre forces aérodynamiques instationnaires et vibrations structurales. Peut survenir si amortissement aérodynamique devient négatif. Conduit rapidement à rupture par fatigue. Prévention : conception évitant résonances, désaccordage (intentional mistuning) [8]

Les compresseurs sont sujets à des instabilités pouvant compromettre leur fonctionnement voire les détruire.

Pompage (surge) : Instabilité globale affectant tout le compresseur. Inversions périodiques du débit (fréquence 5-20 Hz). Déclenchée à faible débit lorsque pente de la caractéristique devient positive ($\partial\pi/\partial\dot{m} > 0$). Efforts mécaniques violents, risque de destruction. Prévention : marges de sécurité (15-20%), géométrie variable, vannes anti-pompage.

Décrochage tournant (rotating stall) : Instabilité localisée : zones de décollement tournant à vitesse sous-synchrone (30-70% vitesse rotor). Peut affecter un ou plusieurs passages d'aubes. Précurseur potentiel du pompage. Génère vibrations, réduction performances, augmentation température. Détection : capteurs de pression instationnaires, analyse fréquentielle. [18]

Flutter : Instabilité aéroélastique : couplage entre forces aérodynamiques instationnaires et vibrations structurales. Peut survenir si amortissement aérodynamique devient négatif. Conduit rapidement à rupture par fatigue. Prévention : conception évitant résonances, désaccordage (intentional mistuning) [10]

I.4 Méthodes de simulation numérique

I.4.1 Approches de modélisation

La simulation des écoulements dans les compresseurs axiaux s'appuie sur différentes approches selon le niveau de fidélité requis et les ressources de calcul disponibles.

Méthodes 1D (ligne moyenne) : Équations de bilan intégrées sur sections. Très rapides, utilisées pour pré-dimensionnement et études système. Nécessitent corrélations empiriques pour pertes. Précision limitée (± 5 -10%). [18]

Méthodes 2D (cascade) : Simulation d'écoulement plan dans une cascade d'aubes infinie. Capture profils de vitesse, distribution de pression, décollements 2D. Néglige effets 3D. Utile pour optimisation préliminaire profils. Temps calcul modéré. [18]

RANS 3D (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) : Résolution équations moyennées avec modèles de turbulence (k - ϵ , k - ω SST). Standard industriel actuel. Capture écoulements 3D, secondaires, chocs. Précision ± 2 -5% sur performances globales. Temps calcul : heures-jours sur HPC.

URANS (Unsteady RANS) : Extension instationnaire de RANS. Capture interactions rotor-stator, phénomènes périodiques. Coût calcul $\times 10$ -100 vs RANS stationnaire. Nécessaire pour prédire vibrations, bruit, instabilités.

LES (Large Eddy Simulation) : Résolution directe grandes structures turbulentes, modélisation petites échelles. Très précise mais coût prohibitif ($\times 1000$ vs RANS). Réservée à recherche académique et validation codes. [18]

I.4.2 Modèles de turbulence

La turbulence nécessite modélisation car sa résolution directe (DNS) est impossible pour géométries industrielles.

k- ϵ standard : Modèle deux équations robuste. Bon pour écoulements libres. Moins précis en proche paroi et gradients de pression adverses. Largement utilisé années 1980-1990.

k- ω : Performant en proche paroi. Sensible aux conditions extérieures. Utilisé dans couches limites.

k- ω SST (Shear Stress Transport) : Hybride k- ω (proche paroi) et k- ϵ (écoulement libre). Meilleure prédiction décollements. Standard actuel pour turbomachines. Développé par Menter (1994). [25]

Spalart-Allmaras : Modèle une équation. Économique, robuste. Populaire en aéronautique externe. Moins utilisé turbomachines. [26]

RSM (Reynolds Stress Model) : Modèles sept équations. Capture anisotropie turbulence. Plus précis mais coût calcul élevé et robustesse moindre. [25]

I.4.3 Stratégies de maillage

La qualité du maillage conditionne directement la précision et la convergence de la simulation.

Types de maillage : Structuré (hexaèdres) privilégié pour turbomachines car efficace et précis en couche limite. Non-structuré (tétraèdres/prismes) pour géométries complexes. Hybride combinant avantages.

Critères de qualité : Orthogonalité $> 0,2$; Aspect ratio < 100 ; Skewness $< 0,9$; Transition progressive (facteur expansion $< 1,2$). Maillage couche limite : $y^+ < 1$ pour SST (résolution visqueuse), $y^+ = 30-300$ pour k- ϵ (lois de paroi).

Taille typique : 2-5 millions cellules par passage inter-aubes. Compresseur complet 10-20 étages : 50-200 millions cellules. Nécessite calcul parallèle sur clusters HPC (256-2048 cœurs).

I.4.4 Conditions aux limites

Entrée : Pression totale, température totale, direction écoulement.

Sortie : Pression statique ou débit massique imposé.

Parois : Condition no-slip (adhérence), loi de paroi ou résolution visqueuse selon y^+ .

Périodicité : Exploitation symétrie pour réduire domaine (1 passage inter-aubes). Interfaces **rotor-**

stator : Frozen Rotor (stationnaire, rapide mais approximatif) ou Transient Rotor-Stator (instationnaire, précis mais coûteux).

I.5 Le compresseur NASA Stage 37

I.5.1 Historique et contexte

Le NASA Stage 37 est un étage de compresseur axial transsonique conçu et testé par la NASA dans les années 1970-1980 pour servir de cas de validation de référence pour les codes CFD. Il a été développé dans le cadre du programme de recherche sur les compresseurs haute performance. Objectifs : Fournir base de données expérimentale détaillée pour validation CFD. Étudier aérodynamique transsonique ($M_{rel} > 1$). Comprendre mécanismes de pertes et instabilités. Tester nouvelles techniques de mesure.

I.5.2 Caractéristiques géométriques

- Rotor : 36 aubes, Stator : 46 aubes.
- Diamètre bout de pale : 51,4 cm.
- Hauteur d'aube rotor : 7,11 cm.
- Rapport de moyeu : 0,70.
- Jeu en tête : 0,51 mm (0,72 % hauteur).
- Corde axiale rotor : 5,16 cm.
- Vitesse de rotation nominale : 17188,7 RPM (1800 rad/s) [27],[28].

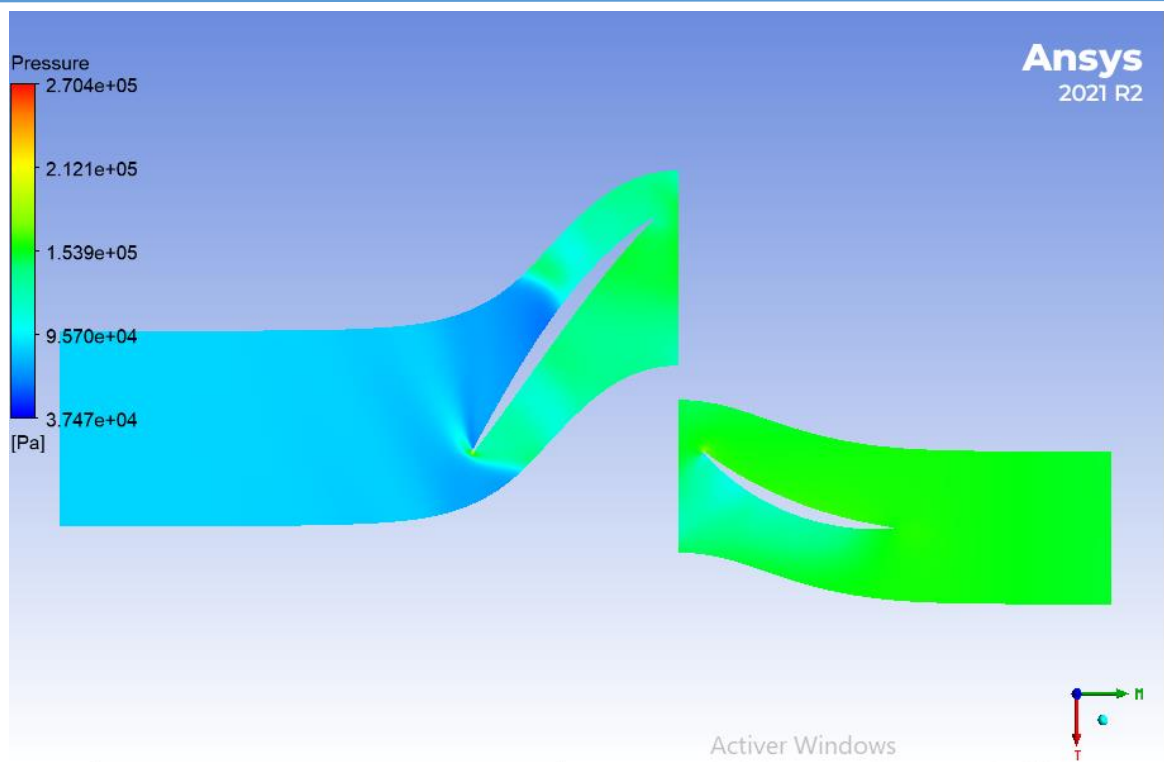


Figure 6 Distribution de pression sur l'aube du NASA Rotor 37 — simulation CFD tridimensionnelle ($N = 17\,000$ tr/min) [29]

I.5.3 Performances nominales

- Rapport de pression : $\pi = 2,106$
- Rendement isentropique : $\eta = 86,1 \%$
- Débit massique : $20,19$ kg/s
- Mach relatif en bout : $M_{\text{rel}} \approx 1,13\text{--}1,48$
- Température entrée : $288,15$ K, Pression entrée : 101325 Pa [27],[28].

I.5.4 Intérêt scientifique

Le NASA Stage 37 présente plusieurs caractéristiques en faisant un cas d'étude idéal :

- **Base de données expérimentale riche : Distributions** de pression pariétale, sondages aérodynamiques détaillés, mesures de performance globale, données sur plusieurs points de fonctionnement (near-stall, design, near-choke). [4]

- **Physique représentative** : Écoulements transsoniques avec chocs, vortex de jeu significatif, écoulements secondaires 3D, interactions rotor-stator réalistes. [27]
- **Validation internationale** : Utilisé par tous les développeurs de codes CFD. Benchmarks NASA Rotor 37 Workshops. Centaines de publications scientifiques. [18]
- **Complexité modérée** : Géométrie relativement simple (un seul étage), domaine de calcul raisonnable, temps de simulation acceptable sur ressources académiques.
- **Applications pratiques** : Représentatif des premiers étages de compresseurs HP aéronautiques modernes.

I.6 État de l'art

Actuellement, la simulation des compresseurs axiaux repose principalement sur des approches RANS 3D avec le modèle de turbulence $k - \omega$ SST de Menter (1994), car il offre un bon compromis précision-coût [15]. Cependant, la prédiction des écoulements de jeu reste délicate : l'intensité du vortex de jeu est souvent sous-estimée de 10–20 % ou mal positionnée par rapport aux mesures [18]. L'interaction choc-couche limite est mal modélisée par le RANS stationnaire, tandis que l'URANS ou la DES améliorent les résultats au prix d'un coût $\times 10$ –100 [20]. L'optimisation par méthodes adjointes ou par apprentissage automatique réduit les pertes de 2–3 points de rendement [21]. Enfin, les traitements de carter (rainures circonférentielles) améliorent la marge au pompage de 10–15 % mais dégradent parfois le rendement de 0,2–0,5 point [12].

I.7 Conclusion du chapitre :

Ce premier chapitre a présenté les fondements théoriques des compresseurs axiaux : équation d'Euler, triangles de vitesses, paramètres de performance (π, η, ϕ, ψ), ainsi que les phénomènes complexes (vortex de jeu 20–30 % des pertes, ondes de choc, pompage, décrochage tournant). Les méthodes numériques (RANS 3D, $k - \omega$ SST) et le cas de validation NASA Stage 37 ($\pi = 2,106$, $\eta = 86,1\%$, $M_{rel} \approx 1,13$ –1,48) ont été décrits. Dans le chapitre suivant, la méthodologie de simulation (CAO, maillage, conditions aux limites) sera détaillée.

Chapitre II:

Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA Stage 37

II.1 Introduction

Ce chapitre établit le cadre théorique et la méthodologie de conception préliminaire du compresseur axial étudié. Il assure la transition entre les exigences de performance définies au chapitre précédent et leur traduction en paramètres thermodynamiques, aérodynamiques et géométriques nécessaires au dimensionnement de l'étage de compression.

La démarche adoptée s'appuie sur les principes fondamentaux de la thermodynamique des gaz compressibles et de la mécanique des turbomachines. L'objectif est de relier les spécifications fonctionnelles — débit massique, rapport de compression et rendement — aux grandeurs physiques déterminantes telles que le travail spécifique, les vitesses caractéristiques et les dimensions principales du rotor et du stator.

Le chapitre se conclut par la définition du modèle géométrique destiné à l'analyse numérique, assurant ainsi la continuité méthodologique vers la simulation CFD présentée au Chapitre III. Les synthèses des paramètres dimensionnels du rotor R1 et du stator S1 sont volontairement reportées au Chapitre III, où elles seront mises en regard des résultats des simulations.

II.2 Fondements théoriques de la compression axiale

II.2.1 Principe énergétique et équation d'Euler

Le compresseur axial fonctionne selon un mécanisme de conversion d'énergie reposant sur deux processus aérodynamiques successifs : une accélération du fluide au sein du rotor rotatif, suivie d'une décélération diffusive dans le stator fixe. Ces phénomènes sont gouvernés par les lois fondamentales de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie appliquées à un volume de contrôle en rotation [3], [1].

L'analyse théorique des turbomachines repose principalement sur l'équation d'Euler des turbomachines, issue du théorème du moment de la quantité de mouvement. Cette équation relie le travail spécifique échangé entre le rotor et le fluide à la variation du moment cinétique de l'écoulement [3]. En supposant une entrée sans pré-rotation ($C_{\theta 1} = 0$), le travail massique transmis au fluide s'écrit :

$$w = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} = U_2 C_{\theta 2}$$

où U désigne la vitesse tangentielle de l'aube et C_θ la composante tangentielle de la vitesse absolue du fluide [1], [3]. Cette relation constitue la base de la conception préliminaire, puisqu'elle établit un lien direct entre la géométrie du rotor, via $U = \omega r$, et l'énergie transmise au fluide.

Dans les conditions réelles de fonctionnement, l'écoulement dans les canaux inter-aubages s'écarte du comportement idéal en raison des pertes par frottement, du jeu en tête d'aube et des écoulements secondaires. Pour les compresseurs axiaux, ces effets sont pris en compte via des coefficients de perte et des rendements appropriés [1], [3].

L'énergie mécanique ainsi communiquée se traduit par une augmentation de l'énergie cinétique et de la pression statique à la sortie du rotor. Cette énergie cinétique résiduelle est ensuite partiellement convertie en énergie de pression au niveau du stator par un processus de ralentissement quasi adiabatique, conformément à l'équation de l'énergie en régime permanent [3].

L'élévation d'énergie spécifique issue de l'équation d'Euler est directement liée à l'augmentation de l'enthalpie totale du fluide, permettant d'établir les relations thermodynamiques nécessaires au calcul du rapport de compression et des rendements, qui seront développées dans les sections suivantes.

II.3 Hypothèses générales et cadre de modélisation

La phase de conception préliminaire repose sur un ensemble d'hypothèses simplificatrices permettant de rendre le problème analytiquement tractable, tout en conservant une représentativité physique suffisante pour guider les choix de dimensionnement. Ces hypothèses définissent le cadre général de la modélisation initiale et servent de base pour les calculs analytiques et la préparation à la simulation CFD.

II.3.1 Hypothèses sur le fluide de travail

Le fluide est considéré comme un gaz parfait sous les conditions opératoires du compresseur. Cela permet d'utiliser la relation isentropique simplifiée entre pression et température et d'adopter une chaleur spécifique à pression constante (c_p) constante. Les propriétés de l'air sec standard sont fixées comme suit [3] :

Rapport des chaleurs spécifiques : $\gamma = 1,4$

Constante des gaz parfaits : $R = 287,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Cette hypothèse simplificatrice est couramment adoptée dans la phase préliminaire [1], [3].

II.3.2 Hypothèses sur l'écoulement

L'analyse préliminaire utilise un modèle unidimensionnel et stationnaire (mean-line). Les propriétés moyennes sur une section donnée (vitesse axiale C_z , pression, densité) sont considérées représentatives de l'ensemble de l'écoulement dans cette section [1].

L'écoulement à travers l'étage est supposé adiabatique (pas de transfert de chaleur avec l'extérieur) et non isentropique en raison des pertes internes, modélisées de manière globale [1], [3].

II.3.3 Hypothèses sur les pertes et le rendement

Une modélisation détaillée de toutes les pertes locales (frottement, choc, mélange, jeu en tête) n'est pas réalisée à ce stade. L'effet global des pertes est intégré via un rendement isentropique cible (η_{is}) et un rendement polytropique (η_p), paramètres d'entrée basés sur des valeurs typiques pour le domaine de fonctionnement [1].

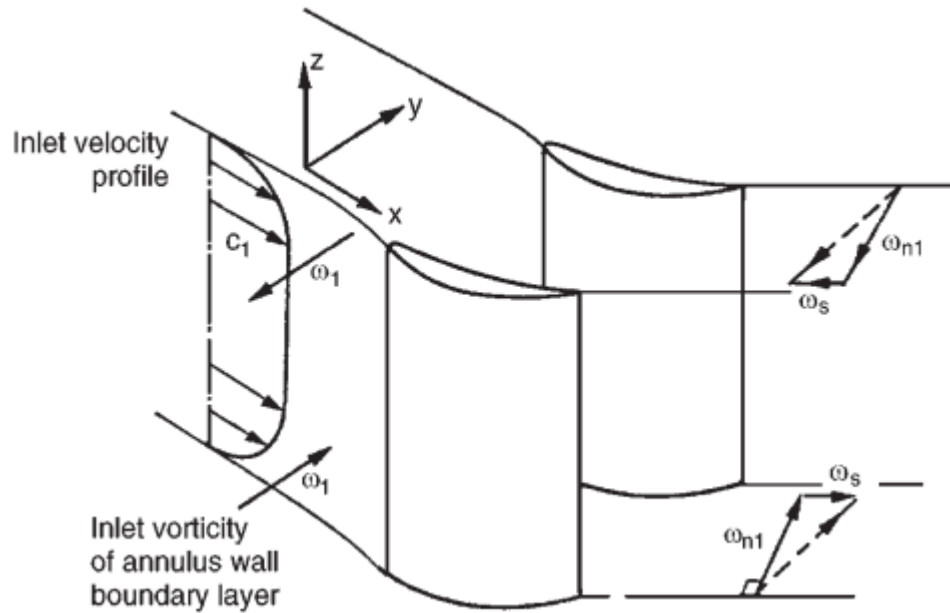


Figure II.1: Vorticité secondaire produite par une rangée d'aubes directrices [3]

Les pertes par jeu en tête d'aube (tip clearance) sont spécifiques aux compresseurs axiaux et seront modélisées ultérieurement par des corrélations empiriques [3].

II.3.4 Conditions aux limites et opératoires

Entrée : Pression et température totales connues P_{01} , T_{01} , correspondant aux conditions ambiantes ou amont.

Sortie : Pression statique imposée P_3 ou rapport de compression total $\Pi = P_{03}/P_{01}$.

Vitesse de rotation : N constante pour un point de fonctionnement donné [3].

Ces hypothèses constituent la base analytique pour le dimensionnement initial et seront affinées lors de la simulation CFD au Chapitre III.

II.4 Analyse thermodynamique du processus de compression

L'analyse thermodynamique permet de relier le travail mécanique défini par l'équation d'Euler aux grandeurs de pression et de température mesurables. Pour un gaz parfait suivant un processus de compression adiabatique avec pertes (non-isentropique), l'élévation d'enthalpie totale est donnée par [3] :

$$\Delta h_0 = c_p(T_{02} - T_{01}) = w$$

où c_p est la chaleur spécifique à pression constante, T_{01} et T_{02} sont les températures totales à l'entrée et à la sortie du rotor, et w le travail spécifique calculé par l'équation d'Euler [1], [3].

Le rapport de compression total isentropique (idéal) est lié à l'élévation de température idéale :

$$\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)_{is} = \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

Où T_{02s} est la température totale de sortie pour une compression isentropique. Le rapport de compression réel, tenant compte des pertes via le rendement isentropique η_{is} , s'exprime par :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \eta_{is} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1\right)\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

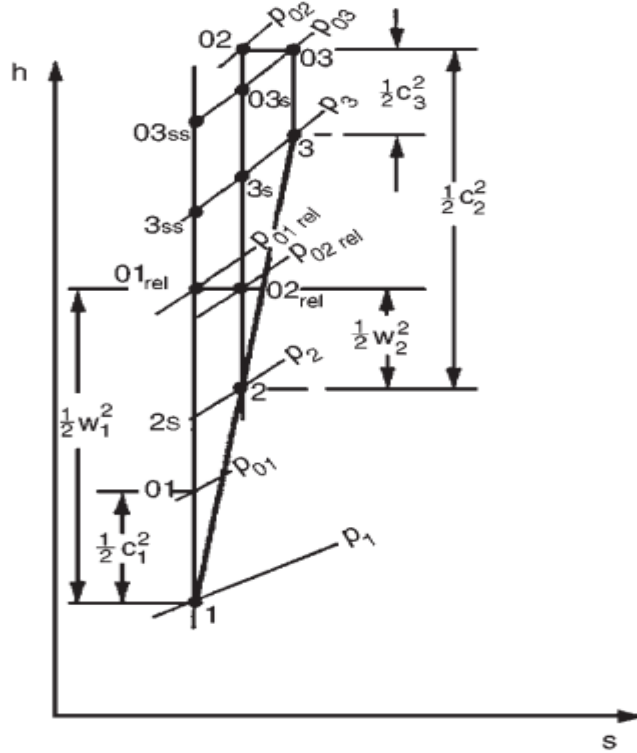


Figure II.2:Diagramme enthalpique-entropique (h-s) du processus de compression dans un compresseur axial.[3]

En pratique, pour les calculs de conception, il est souvent plus commode d'utiliser le rendement polytropique (η_p), particulièrement adapté aux compresseurs axiaux car il est moins sensible au rapport de compression. La relation polytropique s'écrit [1] :

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

Les deux rendements sont liés par la relation suivante pour un gaz parfait [1] :

$$\eta_{is} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma \eta_p}} - 1}$$

Cette analyse thermodynamique fournit le cadre nécessaire pour convertir les objectifs de performance (rapport de pression, rendement) en spécifications concrètes de température et de travail pour le dimensionnement géométrique du rotor et du stator [2].

II.5 Équations fondamentales de la dynamique des fluides applicables

Le comportement de l'écoulement à travers les différents composants du compresseur est gouverné par les équations fondamentales de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. En régime permanent, ces équations forment le système de base pour l'analyse et la modélisation [1].

II.5.1 Conservation de la masse (Continuité)

Pour un écoulement stationnaire à travers une surface de contrôle, le débit massique reste constant. Sous forme intégrale, pour une section donnée i [1] :

$$\dot{m} = \rho_i C_{zi} A_i = \text{constante}$$

Où ρ_i est la masse volumique, C_{zi} la vitesse axiale (composante normale à la section), et A_i l'aire de la section annulaire d'écoulement. Cette équation est primordiale pour relier les dimensions géométriques (aires A_i) aux vitesses et densités le long du chemin d'écoulement [1], [2].

II.5.2 Conservation de la quantité de mouvement (Équation d'Euler)

Pour un écoulement parfait (non visqueux) en régime permanent, l'équation de la quantité de mouvement le long d'une ligne de courant, ou sa forme intégrale pour un volume de contrôle en rotation (équation d'Euler des turbomachines), a déjà été introduite. Sa forme différentielle le long d'une ligne de courant s'écrit [1] :

$$\frac{dP}{\rho} + C dC + g dz = 0$$

En négligeant les effets gravitationnels ($g dz \approx 0$) dans une machine compacte, on retrouve la relation de Bernoulli pour un fluide compressible, liant la variation de pression à la variation d'énergie cinétique.

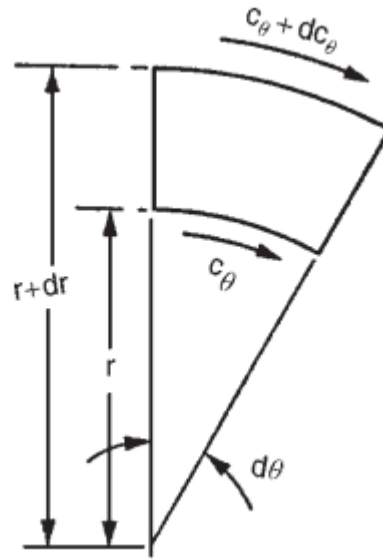


Figure II.3: Circulation autour d'un élément de fluide[3]

Pour l'équilibre radial dans l'entrefer (espace entre rotor et stator), l'équation radiale de la quantité de mouvement s'écrit [2] :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{C_{\theta}^2}{r}$$

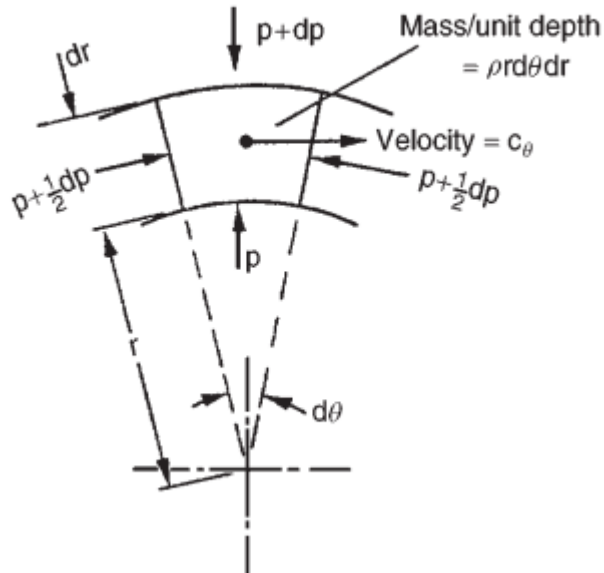


Figure II.4: Élément de fluide en équilibre radial[3]

Cette relation est essentielle pour déterminer la variation des propriétés le long du rayon.

II.5.3 Conservation de l'énergie (Premier principe)

Pour un volume de contrôle fixe en régime permanent, sans échange de chaleur avec l'extérieur (adiabatique), la variation d'enthalpie totale du fluide est égale au travail échangé. C'est la base de l'analyse thermodynamique de la section II.4 et s'exprime par [1] :

$$\dot{m} \Delta h_0 = \dot{m} (h_{02} - h_{01}) = P_{\text{arbre}} - P_{\text{pertes}}$$

Où $h_0 = h + \frac{1}{2} C^2$ est l'enthalpie totale, P_{arbre} la puissance sur l'arbre, et P_{pertes} la puissance dissipée par les pertes mécaniques et aérodynamiques. Pour l'écoulement à travers le rotor seul (adiabatique), cela se réduit à $\Delta h_0 = w$ [1].

II.5.4 Équation d'état et relations constitutives

Pour fermer le système d'équations, la relation entre les propriétés thermodynamiques (équation d'état) et les relations pour les pertes sont nécessaires.

Équation d'état du gaz parfait : $P = \rho RT$ [1]

Relations isentropiques : $P/\rho^\gamma = \text{constante}$ et $T/P^{(\gamma-1)/\gamma} = \text{constante}$ [1].

Modélisation des pertes : Bien qu'une modélisation détaillée ne soit pas utilisée en conception préliminaire, les pertes par frottement dans les conduits sont souvent estimées via des coefficients de perte de charge (KL) ou des facteurs de friction (f), reliant la chute de pression statique à l'énergie cinétique : $\Delta P_s = KL \cdot \frac{1}{2} \rho C^2$ [2].

Ces équations constituent le socle mathématique qui sera discrétisé et résolu numériquement lors de la phase de simulation CFD (Chapitre III). La conception préliminaire utilise leurs formes intégrées et simplifiées, comme l'équation d'Euler et la conservation de la masse, pour déterminer les paramètres géométriques clés [1].

II.6 Paramètres de performance et critères de conception

Cette section définit les paramètres clés qui serviront d'objectifs et de contraintes pour le dimensionnement du compresseur. Ils constituent le lien direct entre les spécifications fonctionnelles et les choix géométriques [2].

II.6.1 Débit massique et conditions d'entrée

Le débit massique ($\dot{m}$) est la première spécification opérationnelle. Il détermine l'échelle physique de la machine. Pour une conception préliminaire, on définit également les conditions

Chapitre II : Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA Stage 37

d'entrée : la pression totale (P_{01}), la température totale (T_{01}), et souvent la composition du fluide (air standard). Le débit volumique à l'entrée (Q_1) est dérivé de l'équation d'état : $Q_1 = \dot{m}/\rho_{01}$ [1].

Le débit réduit (ou corrigé) est également utilisé pour caractériser les performances à travers les conditions d'entrée variables [2] :

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}$$

II.6.2 Rapport de compression

Le rapport de compression total ($\Pi = P_{03}/P_{01}$) est l'objectif principal de performance. Il est souvent imposé par l'application (par exemple, $\Pi = 1,8$ pour le NASA Stage 37 à 100% de vitesse). Parfois, le rapport de pression statique à la sortie du rotor ($\Pi_R = P_2/P_{01}$) est également utilisé comme critère intermédiaire pour le dimensionnement du rotor lui-même [1], [2].

II.6.3 Rendements

Deux rendements principaux guident la recherche d'efficacité énergétique [1], [2] :

Rendement isentropique (ou adiabatique) total ($\eta_{is,t}$) : Rapport entre la puissance de compression idéale (isentropique) et la puissance réelle absorbée sur l'arbre pour atteindre le même rapport de pression total. C'est le critère d'efficacité le plus courant pour l'utilisateur final.

Rendement polytropique (ou petit étage) (η_p) : Plus pertinent pour le concepteur, car il est moins sensible au rapport de compression et permet de comparer l'efficacité aérodynamique intrinsèque de la machine, indépendamment de sa pression de sortie. Les relations entre $\eta_{is,t}$ et η_p ont été établies en section II.4.

Une valeur cible pour $\eta_{is,t}$ est choisie en fonction de la technologie (par exemple, 85-88% pour un compresseur axial moderne [2]).

II.6.4 Vitesse de rotation et triangles de vitesses

La vitesse de rotation (N , en tr/min) est un paramètre de conception libre mais contraint. Elle influence directement la taille, les contraintes mécaniques et les performances. Pour le NASA Stage 37, la vitesse de rotation est fixée à $N = 17188$ tr/min [4].

Les triangles de vitesse sont un outil fondamental pour l'analyse et la conception des compresseurs axiaux. Ils sont construits à trois rayons caractéristiques (pied, mi-hauteur, tête) et

Chapitre II : Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA Stage 37

relient les vitesses absolue C , relative W et d'entraînement U [1]. Les relations suivantes sont utilisées :

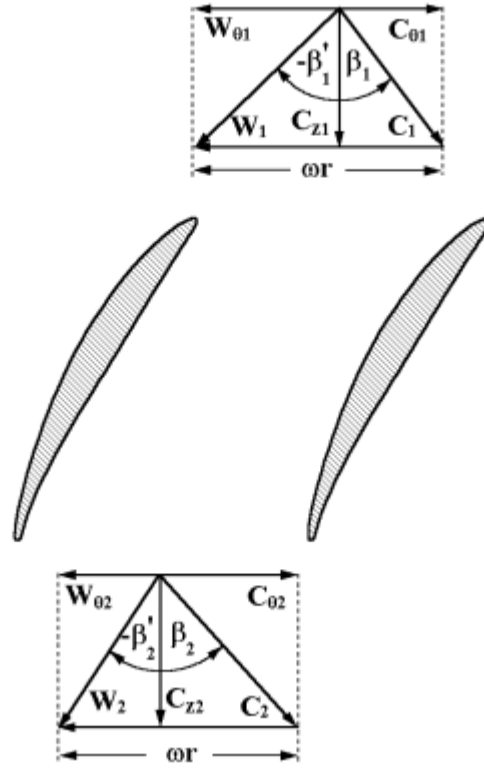


Figure II.5:Diagrammes de vitesse d'une rangée d'aubes directrices (inlet guide vanes)[4]

À l'entrée du rotor :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{z1}}{U_1} (\text{si } C_{\theta 1} = 0)$$

À la sortie du rotor :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{z2}}{U_2 - C_{\theta 2}}$$

À la sortie du stator :

$$\tan \alpha_3 = \frac{C_{\theta 3}}{C_{z3}}$$

Méthodologie de dimensionnement préliminaire

La méthodologie adoptée pour le dimensionnement préliminaire est une approche analytique séquentielle, basée sur les équations fondamentales et les paramètres de performance

Chapitre II : Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA Stage 37

définis précédemment [2], [3]. Elle permet de transformer les spécifications globales en une première estimation complète de la géométrie de l'étage de compression.

II.6.5 Séquence de calcul

La procédure suit les étapes logiques suivantes [1], [2] :

Définition des données d'entrée : À partir des spécifications du cahier des charges, on fixe le débit massique $\dot{m}$, le rapport de compression total visé Π , le rendement isentropique cible η_{is} , ainsi que les conditions d'entrée (pression totale P_{01} , température totale T_{01}). Le fluide de travail étant de l'air, ses propriétés ($\gamma = 1,4$, $R = 287,1 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) sont connues.

Choix de la vitesse axiale : La vitesse axiale C_z est un paramètre de conception clé. Elle est généralement choisie entre 150 et 200 m/s pour les compresseurs subsoniques/transsoniques [1].

Calcul de la section annulaire d'entrée : À partir du débit massique, de la vitesse axiale et de la densité à l'entrée, on détermine l'aire de passage A_1 . Le choix du rapport moyeu/tête (hub/tip ratio) permet d'en déduire les diamètres d'entrée D_{1h} (moyeu) et D_{1t} (tête).

Construction des triangles de vitesse à mi-hauteur : La vitesse périphérique U à mi-hauteur est calculée à partir de la vitesse de rotation N et du rayon moyen. Les triangles de vitesse sont ensuite construits pour déterminer les angles d'écoulement β_1 et β_2 .

Définition des angles d'aube : Les angles d'aube β_{1b} et β_{2b} sont choisis pour assurer une incidence nulle (ou faible) au point de conception [1].

Évolution radiale des paramètres : La loi de torsion (twist) des aubes est définie, souvent selon une loi de circulation constante ou de travail constant [2].

Dimensionnement du stator : Les angles d'aube du stator α_{3b} et α_{4b} sont déterminés pour redresser l'écoulement et assurer une diffusion contrôlée [1].

Estimation du nombre d'aubes : Le nombre d'aubes du rotor et du stator est estimé à l'aide de corrélations empiriques basées sur la solidité (rapport corde/pas) [2].

II.6.6 Vérifications et critères de cohérence

À chaque étape, des vérifications sont effectuées pour s'assurer de la validité physique des choix effectués [1], [2] :

Nombre de Mach relatif à l'entrée M_{w1} : Il doit être inférieur à une valeur critique (généralement $M_{w1} < 1,3$ pour les compresseurs transsoniques) pour éviter des pertes par choc excessives.

Nombre de Mach absolu à la sortie du rotor M_2 : Sa valeur conditionne la conception du stator. Un M_2 élevé nécessite un stator plus long et plus efficace.

Coefficient de débit $\phi = C_z/U$ et coefficient de charge $\Psi = \Delta h_0/U^2$: Le couple (ϕ, Ψ) doit se situer dans une région connue de faisabilité pour les compresseurs axiaux, garantissant un rendement potentiel acceptable [1].

Angle de déviation (deviation) : L'écart entre l'angle d'écoulement et l'angle d'aube doit être cohérent avec les corrélations de Carter [2].

Si l'une de ces vérifications échoue, les paramètres initiaux (comme C_z , le rapport hub/tip, ou les angles) sont ajustés et le calcul est réitéré jusqu'à l'obtention d'un jeu de paramètres cohérent.

II.6.7 Synthèse des paramètres de la conception de base

Le résultat de cette méthodologie est un ensemble complet de paramètres géométriques définissant la conception de base (Baseline design) du compresseur. Ces paramètres incluent les dimensions principales du rotor (D_{1h} , D_{1t} , D_2 , β_1 , β_2 , Z_R), les caractéristiques du stator (angles α_3 , α_4 , Z_S), et les premières estimations pour les jeux et l'entrefer. Ces valeurs constituent la base géométrique de la conception et serviront de point de départ pour la modélisation géométrique tridimensionnelle et les simulations CFD du Chapitre III [2].

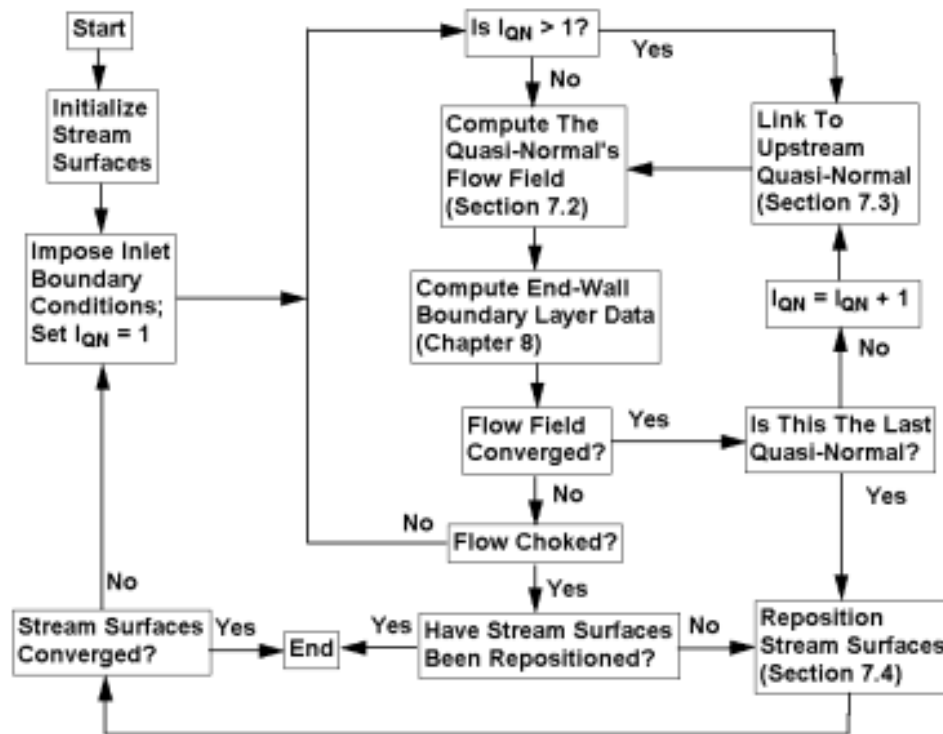


Figure II.6: Organigramme de la procédure de résolution numérique pour l'analyse de l'écoulement méridien[4]

II.7 Conception du rotor R1

Le rotor constitue l'élément central et le plus critique du compresseur axial. C'est lui qui transfère l'énergie mécanique au fluide et conditionne, par sa géométrie, l'essentiel des performances de la machine [1]. Cette section détaille les choix conceptuels et les calculs dimensionnels aboutissant à la définition complète du rotor R1.

II.7.1 Choix du type d'aubage

Le premier choix conceptuel concerne la typologie du profil aérodynamique utilisé. Pour le NASA Stage 37, deux grandes familles de profil peuvent être envisagées [3] :

Profils à arc de cercle (MCA - Multiple Circular Arc) : Utilisés historiquement sur le Stage 37 original [4]. Ils sont simples à définir géométriquement mais présentent des performances limitées en régime transsonique.

Profils à diffusion contrôlée (CDA - Controlled Diffusion Airfoil) : Profils modernes optimisés pour retarder le décollement de la couche limite et réduire les pertes. Ils offrent une plage de fonctionnement plus large et un meilleur rendement [3].

Pour la présente étude, compte tenu des objectifs de validation avec les données NASA, la géométrie originale du rotor R1 est basée sur des profils MCA [4]. Cependant, la méthodologie présentée reste valable pour tout type de profil.

II.7.2 Détermination des dimensions géométriques principales

À partir des résultats de la méthodologie de dimensionnement préliminaire (section II.7), les dimensions clés du rotor sont calculées et précisées. La Figure II.3 illustre la géométrie du rotor et les triangles de vitesse associés [1].

Figure II.3 : Schéma d'un compresseur axial et triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor

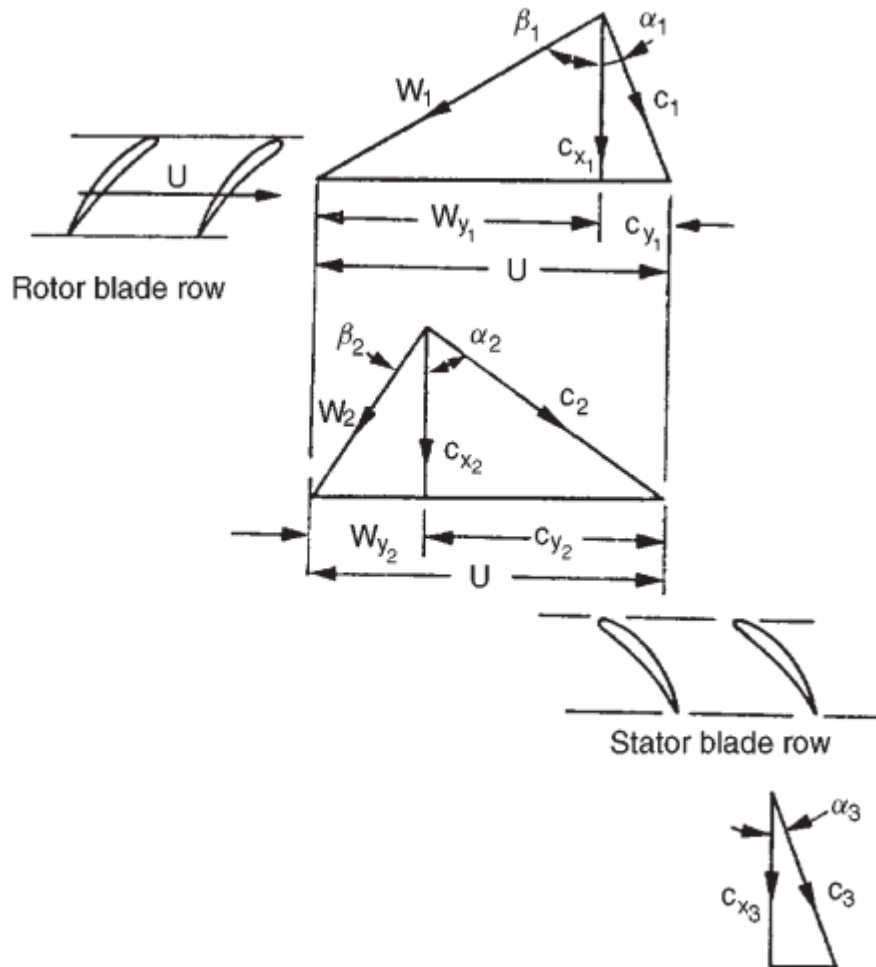


Figure II.7:Schéma d'un compresseur axial et triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor[3]

II.7.2.1 Diamètres d'entrée et de sortie

Le diamètre extérieur (en tête) D_{tip} est déterminé à partir de la vitesse périphérique maximale admissible et de la vitesse de rotation [1] :

$$D_{tip} = \frac{60U_{tip}}{\pi N}$$

Pour le NASA Stage 37, les dimensions caractéristiques sont [4] :

Diamètre en tête (tip) : $D_{tip} = 0,370$ m

Diamètre au moyeu (hub) à l'entrée : $D_{hub} = 0,240$ m

Rapport moyeu/tête (hub/tip ratio) : $v \approx 0,65$

Le diamètre moyen à l'entrée D_{1m} est défini par :

$$D_{1m} = \sqrt{\frac{D_{hub}^2 + D_{tip}^2}{2}}$$

II.7.2.2 Largeurs de passage et hauteur d'aube

La hauteur d'aube à l'entrée h_1 est donnée par :

$$h_1 = \frac{D_{tip} - D_{hub}}{2}$$

La hauteur de sortie h_2 est déterminée à partir de l'équation de continuité et de l'évolution de la vitesse axiale à travers l'étage. La section annulaire de sortie est généralement légèrement plus petite que la section d'entrée en raison de l'augmentation de la masse volumique [1].

II.7.3 Conception des profils d'aubes

La géométrie des aubes définit la cinématique de l'écoulement et l'énergie transmise. La conception doit tenir compte de l'évolution des paramètres le long du rayon (du moyeu vers la tête) [1], [2].

II.7.3.1 Angles d'aube à l'entrée et à la sortie

L'angle d'aube à l'entrée β_{1b} (angle de calage) est choisi pour assurer une incidence nulle (ou faible) au point de conception. Il est déterminé à partir de l'angle de l'écoulement relatif β_1 , qui dépend de la vitesse axiale C_{z1} et de la vitesse périphérique U_1 [1] :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{z1}}{U_1}$$

En pratique, on choisit β_{1b} légèrement supérieur à β_1 pour tenir compte du déplacement de l'écoulement et permettre un fonctionnement à débits partiels sans décollement précoce [2].

L'angle d'aube à la sortie β_{2b} est un paramètre de conception majeur. Il est lié à l'angle de l'écoulement relatif de sortie par [1] :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{z2}}{U_2 - C_{\theta 2}}$$

Pour le rotor R1 du NASA Stage 37, les angles typiques sont [4] :

Au pied (hub) : $\beta_1 \approx 45^\circ$, $\beta_2 \approx 38^\circ$

À mi-hauteur : $\beta_1 \approx 52^\circ$, $\beta_2 \approx 45^\circ$

En tête (tip) : $\beta_1 \approx 60^\circ$, $\beta_2 \approx 51^\circ$

II.7.3.2 Nombre d'aubes et solidité

Le nombre d'aubes Z_R est choisi pour assurer une solidité σ appropriée. La solidité est définie comme le rapport entre la corde c et le pas t (distance circonférentielle entre deux aubes consécutives) [1] :

$$\sigma = \frac{c}{t} = \frac{Z_R c}{2\pi r}$$

Pour les compresseurs axiaux transsoniques, la solidité à mi-hauteur est généralement comprise entre 0,8 et 1,2 [1]. Pour le NASA Stage 37, le nombre d'aubes du rotor R1 est $Z_R = 36$ [4].

La corde moyenne c est d'environ 25 mm à mi-hauteur. Le facteur de solidité σ à mi-hauteur est donc d'environ 0,96.

II.7.3.3 Loi de torsion (Twist) et profil méridien

La variation des angles le long du rayon (loi de torsion) est définie pour assurer une distribution de travail constante ou une circulation constante. Une loi courante est celle du "free vortex" où $rC_\theta = \text{constante}$ [1]. Cette loi conduit à une torsion importante des aubes entre le pied et la tête.

Le profil méridien (évolution des rayons du moyeu et du carter le long de l'axe) est défini pour assurer une évolution progressive de la vitesse axiale sans décollement [2].

II.8 Conception du stator S1

Le stator est un composant statique situé immédiatement en aval du rotor. Sa fonction principale est de redresser l'écoulement et de convertir l'énergie cinétique résiduelle en pression statique [1].

II.8.1 Rôle et choix du type de diffuseur axial

Le stator S1 remplit deux fonctions essentielles [1], [2] :

Redressement : Il élimine ou réduit la composante tangentielle de la vitesse absolue (C_θ) créée par le rotor, rendant l'écoulement essentiellement axial à la sortie ($\alpha_4 \approx 0^\circ$).

Diffusion : Il ralentit l'écoulement (diminution de la vitesse absolue C_3 vers C_4), convertissant l'énergie cinétique en pression statique.

La conception du stator dépend du niveau de vitesse à son entrée. Pour le NASA Stage 37, le stator S1 est un diffuseur axial à aubes fixes, avec un profil adapté pour supporter des vitesses subsoniques/transsoniques [4].

II.8.2 Dimensionnement géométrique du stator S1

Le dimensionnement du stator suit une séquence logique basée sur les conditions d'écoulement à la sortie du rotor [1], [2].

II.8.2.1 Conditions d'entrée du stator

Les conditions à l'entrée du stator (station 3) correspondent à la sortie du rotor (station 2), avec une prise en compte de l'entrefer (gap axial). La vitesse absolue C_2 , sa composante tangentielle $C_{\theta 2}$, la pression statique P_2 et la température T_2 sont connues des calculs précédents. Le nombre de Mach à l'entrée du stator $M_3 = C_3 / \sqrt{\gamma R T_3}$ est un paramètre clé [1].

II.8.2.2 Angles d'aubage

L'angle d'aube du stator à l'entrée α_{3b} doit correspondre à l'angle de l'écoulement absolu à la sortie du rotor $\alpha_3 = \arctan(C_{\theta 3}/C_{z3})$ pour assurer une incidence nulle à l'entrée [1].

L'angle de sortie α_{4b} est généralement choisi proche de 0° (écoulement axial). Le degré de réaction du stator est déterminé par le taux de diffusion souhaité [2].

Pour le stator S1 du NASA Stage 37, les angles typiques sont [4] :

À mi-hauteur : $\alpha_3 \approx 32^\circ$, $\alpha_4 \approx 0^\circ$

Au pied : $\alpha_3 \approx 45^\circ$, $\alpha_4 \approx 0^\circ$

II.8.2.3 Nombre d'aubes

Le nombre d'aubes du stator ZS doit être différent du nombre d'aubes du rotor pour éviter les interactions synchrones et le bruit [1]. Une différence d'au moins 10% est recommandée. Pour le NASA Stage 37, le stator S1 comporte ZS = 44 aubes [4].

La solidité du stator est généralement légèrement supérieure à celle du rotor ($\sigma_S \approx 1,0$ à $1,2$) [2].

II.8.3 Distribution de pression et contrôle du décollement

La diffusion dans le stator doit être contrôlée pour éviter le décollement de la couche limite. Le rapport de diffusion (rapport des vitesses C_3/C_4) ne doit pas dépasser une valeur critique (généralement $\leq 2,0$) [1]. La distribution de pression le long du profil d'aube doit être monotone pour éviter la transition laminaire-turbulent prématurée et le décollement [2].

II.9 Articulation entre l'approche analytique et l'étude numérique

Les développements théoriques et le dimensionnement préliminaire présentés dans ce chapitre ont permis de définir une configuration géométrique de base du compresseur axial NASA Stage 37. L'application des équations d'Euler et des relations thermodynamiques, dans le cadre d'une approche unidimensionnelle (mean-line), a conduit à un ensemble cohérent de paramètres aérothermodynamiques et géométriques répondant aux spécifications de la littérature [1], [4].

Cependant, ce type de modélisation ne permet pas de représenter avec précision les phénomènes tridimensionnels présents dans l'écoulement interne, tels que les effets de courbure, les écoulements secondaires, les gradients de pression complexes, les interactions rotor-stator ou les zones de recirculation en tête d'aube [3].

Afin d'obtenir une analyse plus réaliste du comportement aérodynamique du compresseur, une étude numérique tridimensionnelle par dynamique des fluides numérique (CFD) est mise en œuvre dans le chapitre suivant. Cette approche permettra de détailler le champ d'écoulement, d'évaluer les performances globales (rapport de pression, rendement, débit) et de vérifier la

Chapitre II : Modélisation 3D et mise en place de la simulation du compresseur NASA Stage 37

cohérence des résultats issus du dimensionnement préliminaire par rapport aux données expérimentales NASA [4].

Ainsi, l'étude numérique constitue un prolongement direct de l'analyse analytique, apportant un niveau de précision supérieur dans l'évaluation et la compréhension des performances du compresseur axial [2]. Les synthèses dimensionnelles détaillées du rotor R1 et du stator S1 seront présentées en introduction du Chapitre III, avant d'être confrontées aux résultats des simulations.

II.10 Conclusion

Ce chapitre a établi le cadre théorique et méthodologique de la conception préliminaire du compresseur axial NASA Stage 37. À partir des exigences de performance, les relations énergétiques et thermodynamiques ont permis de définir une approche analytique structurée pour le dimensionnement du rotor R1 et du stator S1.

Les hypothèses simplificatrices adoptées garantissent une première estimation fiable tout en reconnaissant les limites du modèle unidimensionnel. Les paramètres géométriques obtenus (diamètres, angles, nombres d'aubes, solidité) sont cohérents avec les données de référence de Reid & Moore [4] et avec les principes fondamentaux énoncés par Dixon & Hall [1] et Aungier [2].

La géométrie ainsi définie constitue le point de départ pour la modélisation tridimensionnelle et la simulation CFD, permettant de valider les performances et d'identifier les phénomènes tridimensionnels complexes qui ne peuvent être capturés par une approche unidimensionnelle. L'application numérique de cette méthodologie et les résultats des simulations, incluant les tableaux récapitulatifs des paramètres du rotor R1 et du stator S1, sont présentés en détail au Chapitre III.

Chapitre III: Analyse des écoulements internes

III.1 Introduction :

Ce chapitre est dédié à la mise en œuvre numérique de la résolution des équations de transport introduites dans le chapitre précédent. Il décrit les différentes étapes nécessaires à la réalisation d'une simulation CFD complète à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Nous commencerons par présenter le code de calcul utilisé, ainsi que les étapes méthodologiques à suivre pour mener à bien une simulation fiable et représentative. La modélisation géométrique du **compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37** et la génération du maillage seront détaillées, en insistant sur les choix de maillage adoptés en fonction de la complexité géométrique et des zones critiques de l'écoulement. Par la suite, nous décrirons les procédures numériques et algorithmiques mises en œuvre par ANSYS Fluent pour la résolution des équations de conservation (masse, quantité de mouvement, énergie, etc.), en soulignant les modèles physiques sélectionnés (modèle de turbulence, conditions de rotation, etc.). Enfin, une attention particulière sera portée à la définition des conditions aux limites, élément crucial pour garantir la convergence et la validité physique des résultats obtenus.

III.2 Organigramme de simulation du compresseur axial transsonique:

Cette étude a pour objectif de simuler le fonctionnement du **compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37** en utilisant ANSYS Workbench, en s'appuyant sur les modules Vista CPD, TurboGrid et Fluent, afin d'analyser les performances hydrauliques de la roue à une vitesse de rotation. La figure ci-dessous illustre les différentes étapes du processus de simulation numérique du compresseur axial transsonique, réalisé dans l'environnement ANSYS Workbench.

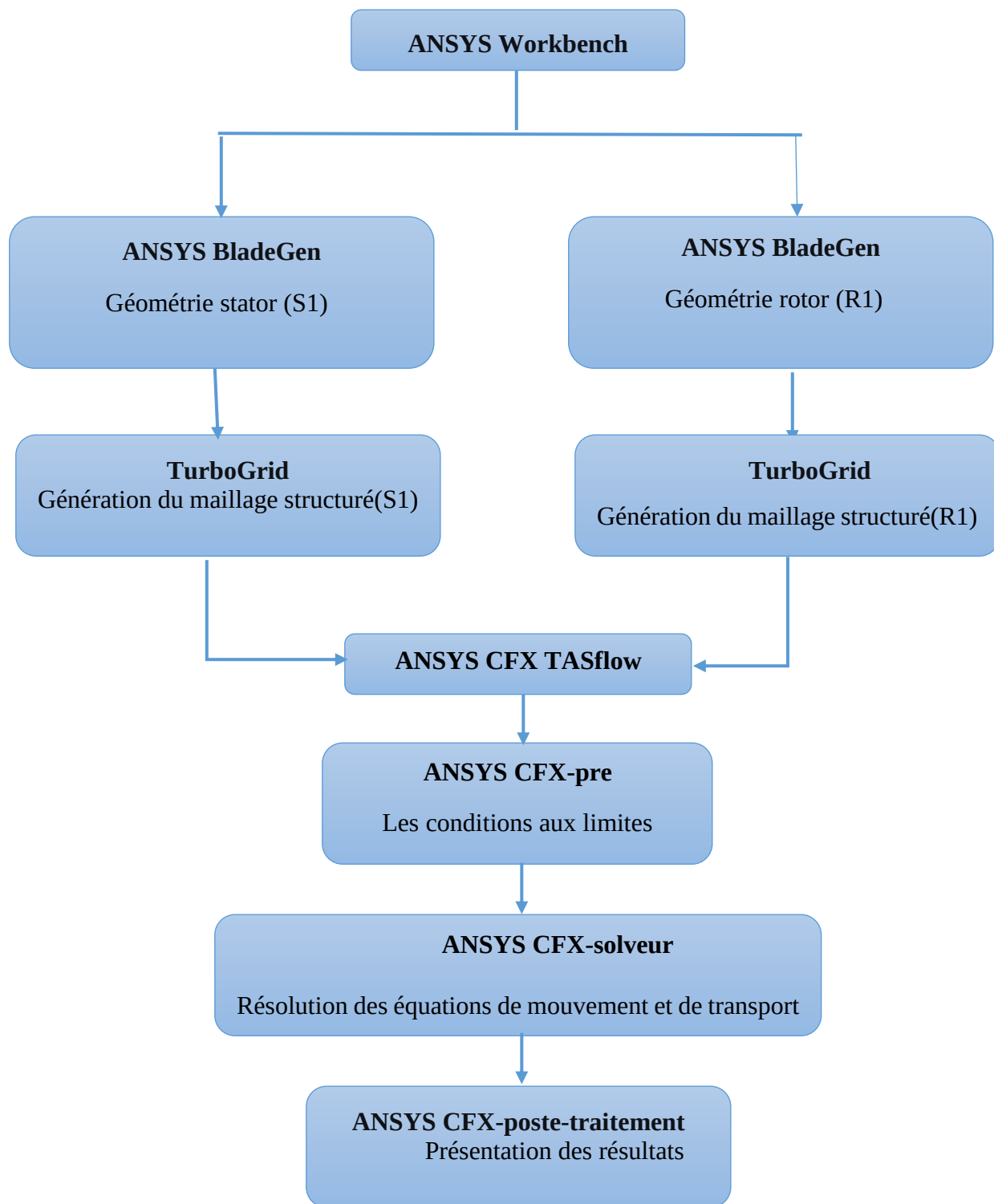


Figure III.1 : Organigramme de simulation du compresseur axial transsonique de type NASA

III.3 Géométrie :

Cette étape consiste à modéliser le compresseur axial transsonique en 3D à l'aide du logiciel de conception géométrique intégré à ANSYS, tel que DesignModeler ou SpaceClaim.

Cette figure suivante présente la distribution de l'épaisseur normale de la couche (Normal Layer Thickness) le long de la corde, depuis le bord d'attaque (LE) jusqu'au bord de fuite (TE), paramétrée par l'angle θ (Theta) et l'angle β axial (Beta axial), qui sont des paramètres géométriques clés de la pale du rotor du compresseur NASA Stage 37. L'axe des abscisses, noté M-Prime (LE to TE), représente une coordonnée adimensionnelle progressant du LE au TE, tandis que l'axe des ordonnées correspond à l'épaisseur normalisée. On observe une forte variation de l'épaisseur en fonction de θ : pour $\theta = -10^\circ$, l'épaisseur maximale (environ 0,45) se situe près du bord d'attaque, puis décroît rapidement. Pour les valeurs de θ allant de 10° à 50° , l'épaisseur présente un pic prononcé plus en aval (vers M-Prime $\approx 0,5$ à $1,0$), suivi d'une diminution progressive vers le TE. Plusieurs points remarquables sont annotés, dont les coordonnées (0,2799, -18,6207) et (-0,4907, -0,0833), correspondant probablement à des singularités géométriques ou aérodynamiques. L'échelle de droite (non étiquetée) suggère la présence d'une autre grandeur associée, comme l'angle de calage ou la courbure locale. L'ensemble illustre comment l'épaisseur de la couche normale évolue le long de l'extrados/intrados en fonction de la position angulaire autour de la roue, information essentielle pour la modélisation 3D de la pale et l'analyse des performances aérodynamiques transsoniques de ce rotor de référence.

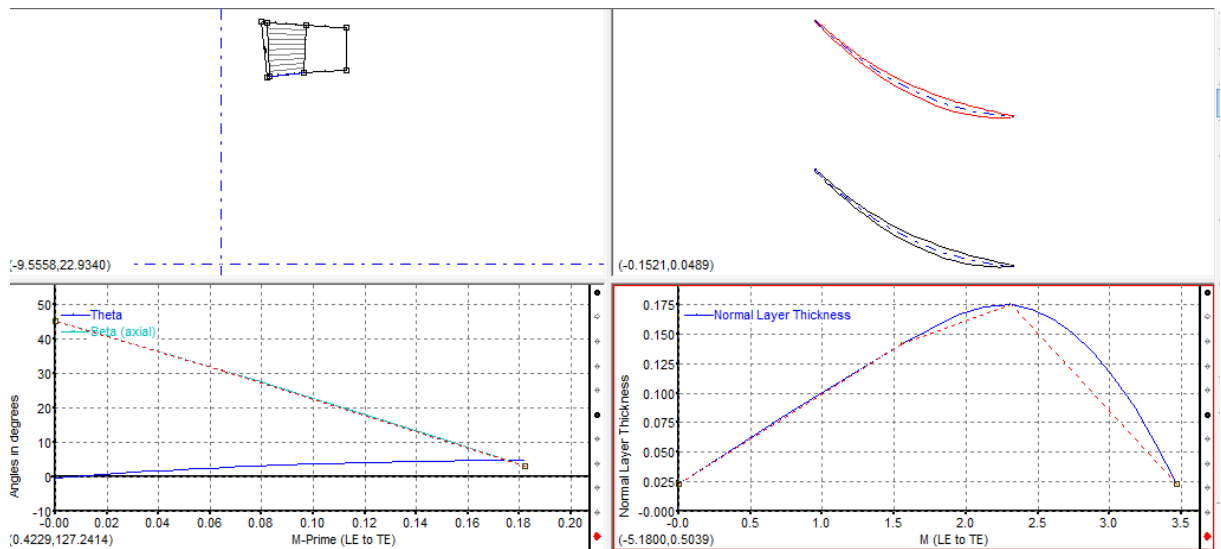


Figure III.2 : Paramètres géométriques de la pale du rotor du compresseur NASA Stage

Cette figure ci-contre semble présenter l'évolution de l'épaisseur normale de la couche (Normal Layer Thickness) le long de la corde, depuis le bord d'attaque (LE) jusqu'au bord de fuite (TE), pour différentes sections radiales ou angulaires de l'aube de stator du compresseur NASA Stage 37. L'axe des abscisses, noté M-Prime (LE to TE), représente une coordonnée adimensionnelle progressant du bord d'attaque au bord de fuite, tandis que l'axe des ordonnées correspond à l'épaisseur (probablement en mm). Contrairement au rotor, les courbes de stator montrent des variations d'épaisseur généralement plus faibles et plus régulières, avec des valeurs maximales modestes (de l'ordre de 0,02 à 0,05 mm) situées plutôt vers le milieu ou l'arrière de la corde. Plusieurs paramètres sont annotés : Theta et Beta (angles définissant l'orientation locale de la section de l'aube), ainsi que des colonnes d'erreur d'épaisseur (Normal Layer Thickness Error), exprimées en mm ou en pourcentage. Une annotation particulière, *NormalLayer Thickness Error (mm - 0.4229, 127.2414)*, suggère un recalage ou une correction de mesure à une position spécifique. Les valeurs négatives d'épaisseur apparente (ex. -0,001, -0,010) pour certaines portions (proches de LE ou de TE) indiquent probablement des incertitudes de mesure ou des ajustements numériques près des bords. L'ensemble permet d'analyser la distribution fine d'épaisseur le long de l'extrados/intrados des aubes fixes de stator, essentielle pour valider la géométrie 3D et les modèles aérodynamiques de ce compresseur transsonique de référence.

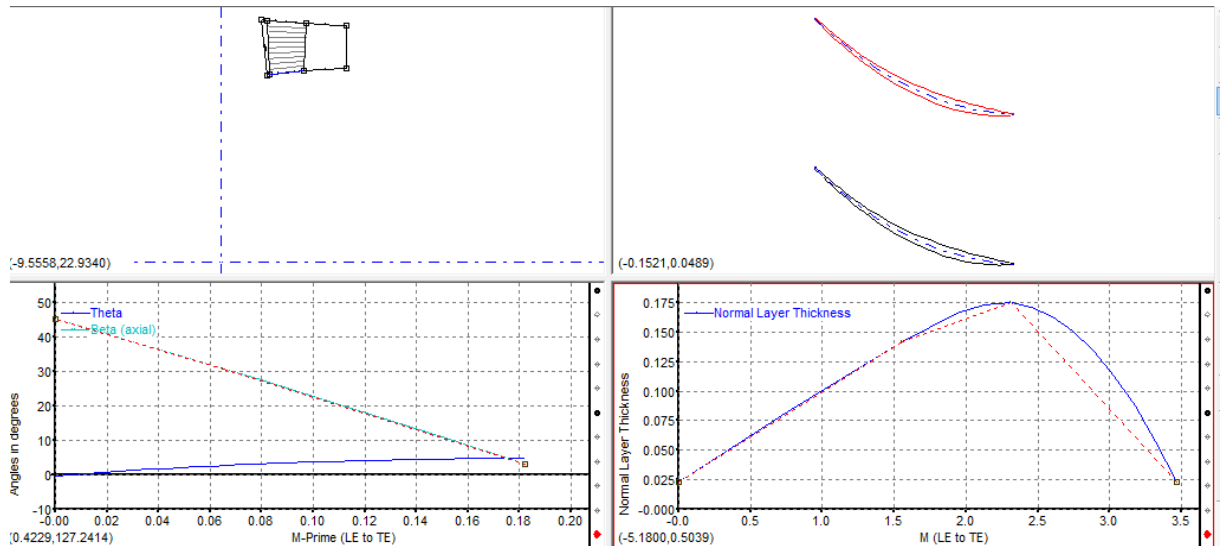


Figure III .3 : Paramètres géométriques de la pale du stator du compresseur NASA Stage

37

La figure suivante présente la géométrie en perspective de la roue **du rotor** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37, obtenue à l'aide de Vista CPD.

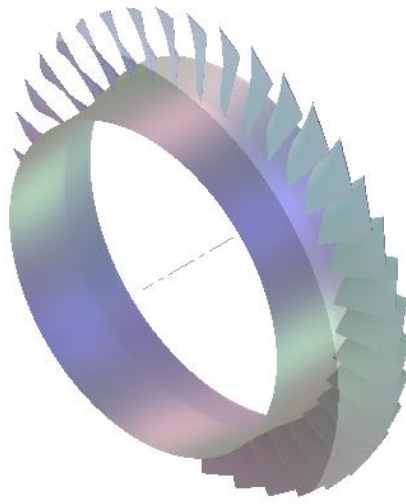


Figure III.4 : Géométrie en perspective de la roue **du rotor** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 .

La figure suivante présente la géométrie en perspective de la roue du **stator** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37, obtenue à l'aide de Vista CPD.

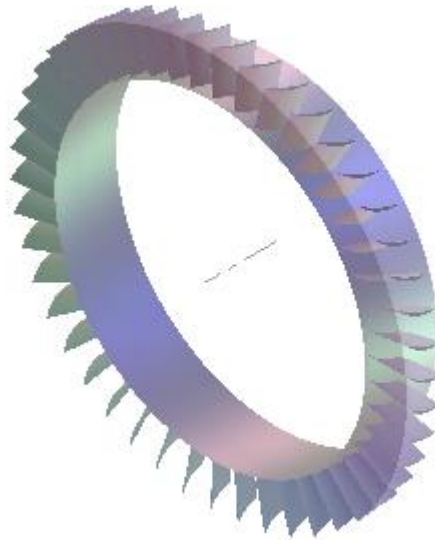


Figure III.5 : Géométrie en perspective de la roue **du stator** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37 .

Comparaison des modélisations de l'air : gaz parfait versus propriétés constantes à 25°C pour le compresseur NASA Stage 37

Dans la simulation numérique du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, deux approches de modélisation du fluide sont envisageables : l'air comme gaz parfait (Air Ideal Gas) et

l'air à 25°C (Air at 25°C). La première approche considère l'air comme un gaz parfait dont la masse volumique, la pression et la température sont reliées par la loi des gaz parfaits ($\rho = P/(R_{\text{specific}} T)$), avec des propriétés thermophysiques (C_p , conductivité, viscosité) qui varient en fonction de la température. Ce modèle est physiquement pertinent pour les écoulements à vitesse modérée à élevée (subsonique, transsonique ou supersonique modéré) où les variations de température et de pression sont importantes, mais sans effets réels (dissociation, ionisation). La seconde approche, plus simplifiée, modélise l'air à 25°C avec des propriétés constantes ($\rho \approx 1,184 \text{ kg/m}^3$, $C_p \approx 1005 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, $k \approx 0,026 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $\mu \approx 1,85 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$), supposant un comportement incompressible ou à propriétés fixes évaluées à cette température de référence. Dans les deux cas, la pression de référence est fixée à 0 [atm] (pression relative nulle), le transfert thermique est régi par le modèle Total Energy (résolvant l'équation complète de l'énergie incluant énergie cinétique et interne, indispensable pour capturer les échauffements par compression et dissipation visqueuse), et la turbulence est modélisée par le Shear Stress Transport (SST). Le modèle à gaz parfait offre une prédiction réaliste des champs de pression, température et densité dans les passages rotor–stator, au prix d'un coût de calcul plus élevé, tandis que le modèle à 25°C, plus simple et moins coûteux, est moins précis pour les forts gradients de température (notamment derrière l'onde de choc dans le rotor) mais convient pour des études préliminaires ou des configurations à faible écart de température.

III.4 Conditions aux limites de fluide:

Dans le cadre de la simulation CFD du compresseur axial transsonique, plusieurs types de **conditions aux limites** peuvent être définies au niveau des **entrées et sorties du domaine fluide**, en fonction des paramètres connus expérimentalement ou choisis pour l'étude numérique :

- **Pression d'entrée (Pressure Inlet)** : permet d'imposer une pression statique au niveau de l'entrée du fluide dans le domaine.
- **Vitesse d'entrée (Velocity Inlet)** : fixe la vitesse d'écoulement à l'entrée, souvent utilisée lorsqu'on connaît le profil de vitesse du fluide.
- **Débit massique à l'entrée (Mass Flow Inlet)** : permet d'imposer un débit massique entrant, utile pour des systèmes à alimentation constante.
- **Pression de sortie (Pressure Outlet)** : condition courante à la sortie du domaine, spécifiant la pression ambiante ou de refoulement.
- **Écoulement sortant (Outflow)** : suppose que la totalité du fluide sort du domaine sans retour, avec un profil de vitesse extrapolé.

- **Champ de pression lointain (Pressure Far-Field)** : utilisé pour des cas ouverts, tels que les écoulements externes autour d'un objet, moins fréquent pour les compresseurs centrifuges.

III.1.1 b. Définition des zones internes

Le domaine de simulation est divisé en **zones physiques** distinctes selon la nature du matériau et le rôle de chaque région :

- **Zone fluide** : représente l'espace occupé par le fluide en mouvement à l'intérieur du compresseur axial transsonique (dans la volute, la roue, etc.).
- **Zone solide** : concerne les parties fixes ou mobiles du compresseur axial transsonique (roue, parois, aubages) si une interaction fluide-structure (FSI) est envisagée.

III.1.2 c. Conditions spécifiques aux cellules des zones

Certaines conditions spécifiques sont appliquées selon la fonction des sous-domaines internes

- **Volute (Casing)** : correspond au corps spiralé du compresseur axial transsonique , statique, destiné à collecter et à rediriger le fluide après compression.
- **Zone de la roue (Impeller Zone)** : zone rotative qui transfère l'énergie mécanique au fluide. Dans cette simulation :
 - La **vitesse de rotation** imposée
 - La roue tourne **autour de l'axe OX** (généralement l'axe longitudinal du compresseur axial transsonique), conformément à l'orientation définie dans la modélisation géométrique et la configuration du maillage.

III.6 Maillage du compresseur:

L'un des concepts fondamentaux en mécanique des fluides numérique (CFD) consiste à diviser le domaine d'écoulement de l'ensemble des composantes **du compresseur axial transsonique** en un grand nombre de petites cellules élémentaires, formant ce que l'on appelle un maillage. Cette étape, connue sous le nom de discrétisation spatiale, constitue une phase préliminaire essentielle à toute simulation, car elle conditionne à la fois la précision des résultats et la stabilité numérique de la résolution. Les équations gouvernantes, telles que celles de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, sont alors résolues individuellement pour chaque cellule du maillage, ce qui permet de modéliser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine.

Le maillage du rotor du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, réalisé avec ANSYS TurboGrid, est un maillage structuré hexaédrique de haute qualité, spécifiquement conçu pour les turbomachines. Il s'articule autour d'une topologie en « H/J/C/L » typique des aubes, permettant une discrétisation conforme de l'extrados, de l'intrados, du bord d'attaque et du bord de fuite. La répartition des éléments suit précisément la géométrie 3D de l'aube (paramètres θ , β , épaisseurs de couche normale). Les valeurs caractéristiques mentionnées (maximale : 0,400 m ; minimales : 0,100 m, 0,200 m et 0,300 m) correspondent très probablement aux tailles d'éléments dans différentes zones : régions grossières loin de l'aube (0,400 m), zones de transition (0,300 m, 0,200 m), et zones fortement raffinées (0,100 m) au voisinage des parois, du jeu en tête de pale (tip clearance) et des régions de fort gradient (zone du choc transsonique, couche limite). TurboGrid permet d'imposer ces variations de taille par des lois de progression géométrique le long de la corde et dans la direction radiale (span), garantissant une orthogonalité satisfaisante près des parois pour des modèles de turbulence comme le $k-\omega$ SST. Le maillage obtenu est typiquement de l'ordre de plusieurs centaines de milliers à quelques millions de nœuds, adapté à des simulations CFD (ANSYS CFX ou Fluent) pour prédire les performances (débit, pression, rendement) et les phénomènes d'onde de choc dans ce rotor transsonique de référence.

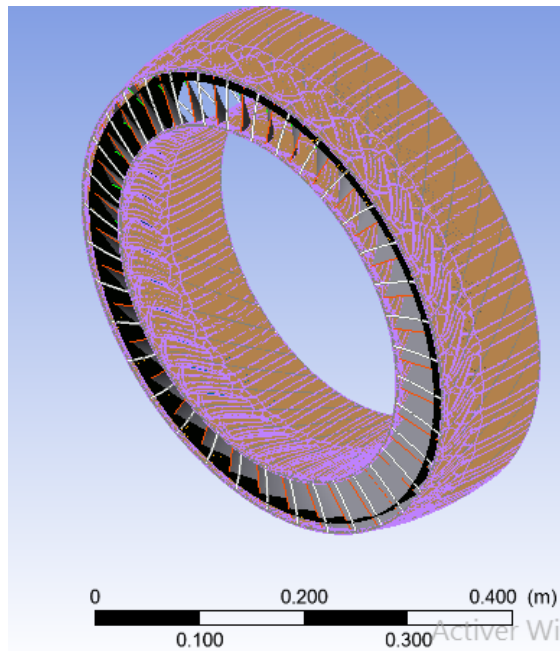


Figure III.6 : Maillage des différentes composantes de la roue **du rotor** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37

Le maillage du stator du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, réalisé avec ANSYS TurboGrid, repose sur une topologie structurée hexaédrique adaptée aux aubes fixes, généralement de type « H/J/C/L » ou « O-4H », garantissant une excellente orthogonalité près des parois et une répartition contrôlée de la taille des éléments le long de la corde, de l'extrados, de l'intrados, du bord d'attaque (LE) et du bord de fuite (TE). Les valeurs indiquées 0,150 m, 0,225 m et 0,300 m correspondent très probablement à la hauteur de la première couche de maillage ou à la taille caractéristique des éléments dans différentes zones de raffinement : 0,150 m pour la région proche des parois (couche limite, fort gradient de vitesse), 0,225 m pour une zone de transition intermédiaire, et 0,300 m pour le cœur du domaine où les gradients sont plus faibles. TurboGrid permet d'imposer ces valeurs de manière progressive via des lois de croissance géométrique (facteur d'expansion typiquement compris entre 1,1 et 1,3) et d'assurer une continuité du maillage au niveau des congés de raccordement aube-plateforme. Étant donné la nature subsonique du stator dans le Stage 37 (contrairement au rotor transsonique), le maillage privilégie un raffinement modéré mais suffisant pour capturer le sillage, l'épaississement de couche limite et l'absence d'onde de choc. Un maillage typique pour ce stator comporte entre 300 000 et 1 million de nœuds, permettant des simulations CFD (ANSYS CFX/Fluent) fiables pour analyser la redistribution de l'écoulement, le niveau de pertes et l'interaction aube-aube dans cet étage de compresseur de référence.

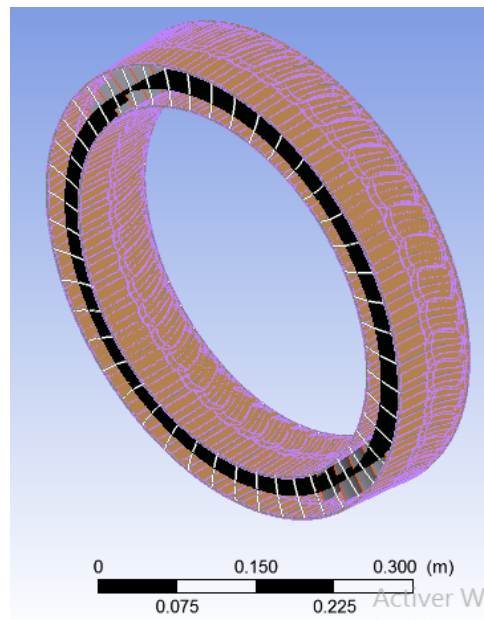


Figure III.7 : Maillage des différentes composantes de la roue **du stator** du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37

III.7 Solution via CFX :

Lorsque vous exécutez une simulation avec ANSYS CFX, le module CFX-Solver (ou CFX SOLUTION) est responsable de la résolution des équations fondamentales de la mécanique des fluides. Cela inclut les équations de conservation de la masse (continuité), de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes), de l'énergie (premier principe de la thermodynamique), ainsi que d'autres équations associées aux propriétés physiques du fluide, telles que la turbulence, le transfert thermique ou les phénomènes multiphasiques, selon les modèles activés.

Ces équations sont d'abord discrétisées c'est-à-dire converties en un système d'équations algébriques à l'aide de méthodes numériques telles que la méthode des volumes finis. Ce système est ensuite résolu de manière itérative sur l'ensemble du maillage tridimensionnel (ou 3D) du domaine simulé. Le maillage représente la géométrie physique et est divisé en un grand nombre de petits volumes de contrôle.

Au terme de la simulation, le solveur fournit des champs de variables fluidiques tels que :

- la **pression** statique et totale,
- les **composantes de la vitesse** (et éventuellement les tourbillons ou la vitesse tourbillonnaire),
- la **température** du fluide,
- ainsi que d'autres grandeurs pertinentes comme la viscosité turbulente, l'enthalpie, l'entropie, ou la fraction massique en cas d'écoulements multiphasiques ou réactifs.

Ces résultats permettent d'analyser le comportement du fluide dans l'ensemble du domaine de calcul, et d'optimiser les conditions aux limites, les performances d'un système ou encore d'identifier les zones critiques telles que les pertes de charge, les zones de recirculation

III.8 Critère de convergence:

La convergence numérique est évaluée à chaque itération par le calcul et l'enregistrement des résidus associés à chacune des variables conservatives (telles que la masse, la quantité de mouvement et l'énergie). Ces résidus représentent les écarts entre les valeurs obtenues à l'itération en cours et celles de l'itération précédente, et sont exprimés sous forme de normes. Lorsque la solution converge, ces résidus diminuent progressivement et tendent idéalement vers zéro, traduisant ainsi la stabilité et la précision du champ de solution obtenu.

III.9 CFX post-results :

CFX-Post est un outil de post-traitement avancé, puissant et polyvalent, intégré à la suite ANSYS CFX, spécifiquement conçu pour l'analyse approfondie, la visualisation qualitative et quantitative des résultats issus de simulations en mécanique des fluides numérique (CFD). Il permet aux utilisateurs d'examiner en détail les champs de variables fluidiques tels que la pression, la température, la vitesse, l'enthalpie, la turbulence ou encore les concentrations de différentes phases ou espèces en exploitant des représentations graphiques variées comme les coupes 2D, les surfaces iso, les trajectoires de particules (streamlines), les vecteurs, ou les graphiques de données.

Grâce à ses nombreuses fonctionnalités, CFX-Post facilite non seulement l'interprétation du comportement complexe des écoulements dans des géométries parfois très détaillées, mais aussi l'identification de zones critiques telles que les recirculations, zones de stagnation, points de cavitation, pertes de charge, ou mauvaise répartition thermique. En outre, il permet d'effectuer des calculs personnalisés, de définir des expressions mathématiques spécifiques aux besoins de l'étude, et de comparer différentes configurations ou cas de simulation dans une optique d'optimisation de la conception.

Ainsi, CFX-Post constitue un outil décisionnel essentiel pour les ingénieurs et chercheurs, leur permettant de valider la performance des systèmes étudiés, d'améliorer la conception de composants fluidiques (pompes, turbines, échangeurs, buses, etc.), et de garantir la conformité aux exigences fonctionnelles et réglementaires dans des domaines aussi variés que l'aéronautique, l'énergie, la mécanique ou le génie chimique.

Stratégie adoptée

La stratégie étude adopte une approche visant à analyser l'impact des paramètres opérationnels sur les performances aérodynamiques et thermiques d'un compresseur axial transsonique. Cette analyse s'appuie sur deux cas de simulation distincts, correspondant à deux modélisations du fluide : l'air considéré comme un gaz parfait (*Air Ideal Gas*) et l'air à température constante de 25°C (*Air at 25°C*).

Dans le premier cas, la vitesse de rotation est maintenue constante à $N = 42\,000$ tr/min afin d'étudier l'effet du débit massique sur les caractéristiques de l'écoulement au sein du compresseur. Quatre valeurs de débit massique ont été considérées : $\dot{m} = 0.8$ kg/s, $\dot{m} = 1.0$ kg/s, $\dot{m} = 1.2$ kg/s et $\dot{m} = 1.25$ kg/s. Cette approche permet d'analyser l'évolution des grandeurs physiques telles que la pression, la vitesse, le nombre de Mach et la température en fonction de l'augmentation du débit du fluide. L'objectif principal est de mettre en évidence l'impact du débit massique sur les

phénomènes de compression, d'accélération de l'écoulement ainsi que sur les gradients thermiques à l'intérieur du compresseur.

Dans le second cas, le débit massique est maintenu constant à $\dot{m} = 1.2 \text{ kg/s}$ afin d'évaluer l'influence de la vitesse de rotation sur les performances du compresseur. Pour cette analyse, quatre vitesses de rotation ont été choisies : $N = 38\,000 \text{ tr/min}$, $N = 40\,000 \text{ tr/min}$, $N = 42\,000 \text{ tr/min}$ et $N = 44\,000 \text{ tr/min}$. Cette étude permet d'observer les modifications du comportement de l'écoulement lorsque l'énergie mécanique fournie au fluide augmente progressivement. L'évolution des champs de pression, de vitesse, du nombre de Mach et de température permet ainsi de caractériser les effets de l'augmentation de la vitesse de rotation sur les performances aérodynamiques et thermodynamiques du compresseur.

Cette double stratégie d'analyse offre une compréhension complète de l'influence des paramètres opérationnels principaux, à savoir le débit massique et la vitesse de rotation, sur le fonctionnement global du compresseur axial transsonique **de type NASA Stage 37**. Elle permet également d'identifier les conditions optimales de fonctionnement et les zones critiques pouvant affecter les performances et la stabilité de l'écoulement dans le système étudié.

III.10 Conclusion:

Ce chapitre a permis de détailler l'ensemble du processus de simulation numérique appliqué au compresseur axial transsonique **de type NASA Stage 37**. À partir des équations fondamentales régissant l'écoulement des fluides, nous avons mis en œuvre une démarche rigoureuse comprenant la modélisation géométrique, la génération du maillage, ainsi que la définition des conditions aux limites appropriées. L'utilisation du logiciel ANSYS Fluent a été présentée en tant qu'outil de résolution puissant, capable de traiter les équations de transport dans un environnement tridimensionnel complexe. Les différentes étapes de configuration du solveur, les paramètres physiques choisis et la prise en compte des effets dynamiques (comme la rotation de la roue) ont été expliqués dans un souci de réalisme et de précision.

Chapitre IV: Analyse des performances et discussions

IV.1 Introduction :

Ce chapitre est dédié à l'analyse détaillée du comportement des fluides au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37. Dans un premier temps, l'analyse des résultats de simulation obtenus sous ANSYS CFX, dans le cadre d'une modélisation de l'air en tant que gaz idéal, montre que les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach au sein du compresseur dépendent fortement des paramètres opératoires que sont la pression statique de sortie et la vitesse de rotation. Dans un second temps, une analyse comparative est réalisée entre deux modélisations du fluide : l'air considéré comme gaz idéal d'une part, et l'air considéré comme azote pur (N_2) d'autre part. Cette comparaison porte sur les répartitions de la pression, de la vitesse, de la température et du nombre de Mach au sein du compresseur NASA Stage 37.

Résultat de simulation du compresseur axial transsonique NASA Stage 37

Dans les sections suivantes, nous présentons l'ensemble des résultats de simulation relatifs au comportement du fluide à l'intérieur du compresseur axial transsonique NASA Stage 37. Seront ainsi successivement analysées la répartition de la pression, de la température, de la vitesse ainsi que celle du nombre de Mach. Nous détaillons également les distributions dans le plan axial-radial (vue méridienne) de la température et de la pression, qui permettent d'évaluer les gradients transversaux de ces grandeurs. Ces différents résultats, obtenus par simulation numérique sous ANSYS CFX, visent à caractériser finement l'écoulement au sein du compresseur, à identifier les zones de forte sollicitation thermique et aérodynamique, et à comprendre l'influence des paramètres opératoires (vitesse de rotation, pression statique de sortie) sur les performances globales de la machine.

IV.2 Répartition de la pression à l'intérieur du le compresseur axial transsonique NASA

La figure ci-dessous présente la répartition des températures (en kelvins) au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa, dans le cadre d'une modélisation de l'air en tant que gaz idéal.

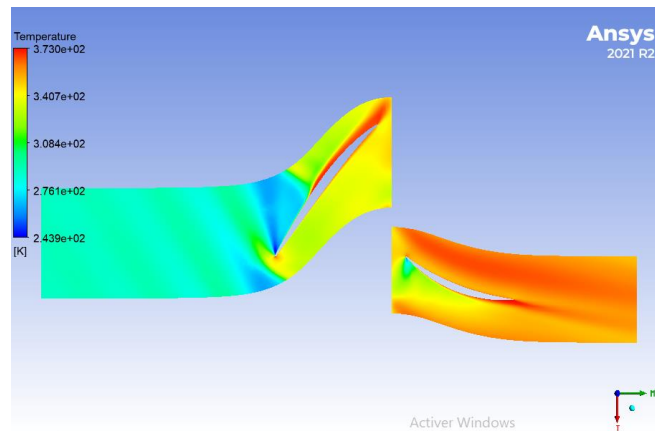


Figure IV.1: Répartition de la température dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

Après la figure on peut remarquer que la gamme de températures s'étend d'environ 244 K (zones bleues, valeur minimale) à 373 K (zones rouges, valeur maximale), avec des paliers intermédiaires à 308 K et 341 K. Sur le rotor, les températures les plus élevées (rouge/orange) sont observées dans les régions proches du bord de fuite et en tête de pale (tip), en raison du travail de compression intense et des dissipations visqueuses liées aux ondes de choc transsoniques. Le stator, situé en aval, présente généralement des températures plus modérées (jaune/vert), mais avec un gradient thermique marqué traduisant la redistribution de l'écoulement et le ralentissement diffusif. La présence de zones froides (bleu, vers 244 K) en amont du rotor suggère un air d'entrée à température ambiante basse ou un fort effet de détente locale. L'écart thermique global d'environ 130 K entre l'entrée et certaines zones chaudes du rotor illustre l'élévation de température caractéristique d'un compresseur transsonique fonctionnant à cette vitesse de rotation et contre-pression. Ces résultats permettent de valider la cohérence physique de la simulation et d'identifier les zones critiques en termes de contraintes thermiques sur les aubes du compresseur NASA Stage 37.

IV.2 Répartition de la pression à l'intérieur du le compresseur axial transsonique NASA

La figure ci-dessous présente la répartition des pressions au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

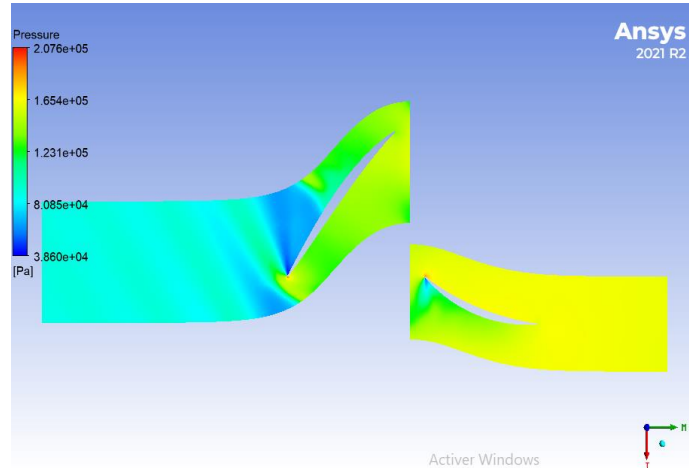


Figure. IV.2: Répartition de la pression dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

La figure des pressions (en pascals) obtenue pour le compresseur axial transsonique NASA Stage 37, tournant à 17 000 tr/min avec une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa, révèle une répartition caractéristique d'un écoulement compressible fortement chargé. Les pressions s'échelonnent d'environ $3,86 \times 10^4$ Pa (zones bleues, basses pressions) à $2,076 \times 10^5$ Pa (zones rouges, hautes pressions), avec des paliers intermédiaires à $8,085 \times 10^4$ Pa et $1,231 \times 10^5$ Pa. Au niveau du rotor, on observe une zone de basses pressions (bleu/cyan) en amont et près du bord d'attaque, correspondant à l'aspiration de l'air et à l'accélération locale de l'écoulement. La pression augmente progressivement le long de la corde de l'aube, avec un gradient marqué dans la région de l'onde de choc transsonique typique de ce compresseur. Les plus hautes pressions (rouge, jusqu'à $2,076 \times 10^5$ Pa) se situent au niveau du stator et à la sortie du compresseur, traduisant l'effet de diffusion et de recompression assuré par l'étage fixe. La valeur imposée de 160 000 Pa en sortie est bien respectée, se situant dans la gamme des pressions intermédiaires (autour de $1,65 \times 10^5$ Pa), ce qui valide la cohérence des conditions aux limites. L'écart de pression total d'environ $1,69 \times 10^5$ Pa entre l'entrée basse pression et la sortie haute pression illustre le fort taux de compression

(rapport d'environ 5,4) atteint par le compresseur dans ces conditions de fonctionnement. Cette répartition des pressions permet d'identifier les zones à risque de décollement (fort gradient adverse) et de valider la modélisation aérodynamique du rotor et du stator pour le NASA Stage 37.

IV.3 Répartition du nombre de Mach à l'intérieur du le compresseur axial transsonique NASA

La figure suivante présente la répartition du nombre de Mach au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

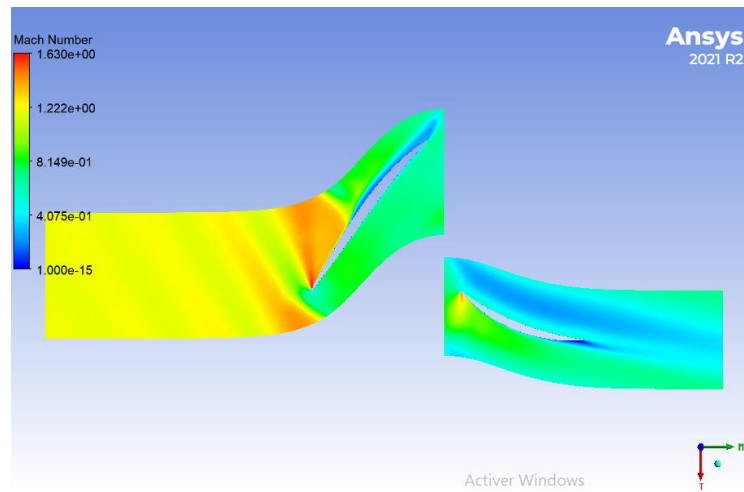


Figure. IV.3: Répartition du nombre de Mach dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

La figure du nombre de Mach obtenue pour le compresseur axial transsonique NASA Stage 37, tournant à 17 000 tr/min avec une pression statique de sortie de 160 000 Pa, met clairement en évidence le caractère transsonique de l'écoulement au sein du rotor. Les valeurs du nombre de Mach s'échelonnent de près de 0 (zones bleues, $\text{Mach} \approx 1,00 \times 10^{-15}$ représentant virtuellement l'arrêt ou les faibles vitesses) jusqu'à 1,630 (zones rouges), avec des paliers intermédiaires à 0,4075 et 0,8149. Dans le rotor, on observe des zones de Mach supérieur à 1 (rouge/orange, $\text{Mach} \approx 1,22$ à 1,63) localisées principalement en tête de pale (tip) et à l'extrados, signant la présence d'une onde de choc transsonique caractéristique de ce compresseur. Ces vitesses supersoniques locales génèrent des pertes aérodynamiques importantes mais sont typiques du fonctionnement nominal du NASA Stage 37. Les zones de Mach très faible (bleu, proche de 0) correspondent aux régions

proches des parois (carter, moyeu) ainsi qu'à l'intrados ou au bord d'attaque où l'écoulement est fortement ralenti. Au niveau du stator, situé en aval, le nombre de Mach redescend généralement en dessous de 0,8 (vert/jaune), traduisant le ralentissement diffusif typique d'un aubage fixe. La présence d'une zone rouge à Mach 1,63 indique que le compresseur fonctionne au-delà du régime critique local, ce qui peut provoquer des blocages de débit ou des ondes de choc obliques. Cette répartition du Mach permet de valider le modèle turbulent (SST) et d'identifier les zones à risques : choc parietal, décollement induit par l'interaction onde de choc/couche limite. Globalement, ces résultats confirment que la simulation capture bien la physique transsonique complexe du rotor du NASA Stage 37.

IV.4 Répartition de la vitesse à l'intérieur du le compresseur axial transsonique NASA

La figure suivante présente la répartition de la vitesse au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

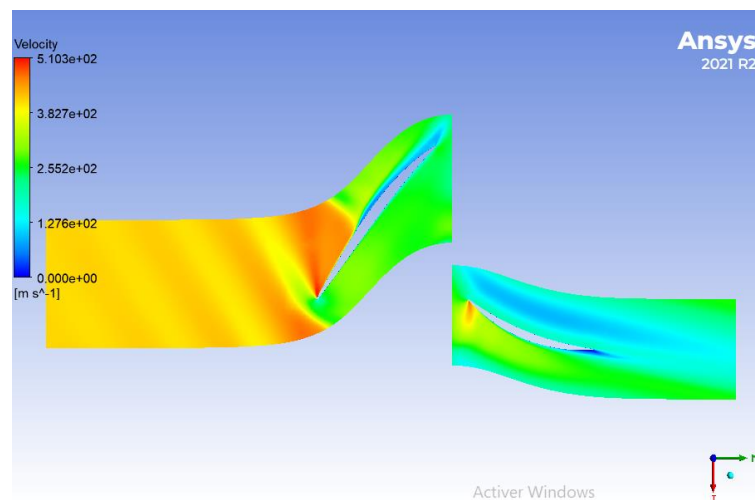


Figure. IV.4: Répartition de la vitesse dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

La figure des vitesses obtenue pour le compresseur axial transsonique NASA Stage 37, tournant à 17 000 tr/min avec une pression statique de sortie de 160 000 Pa, révèle une dynamique d'écoulement fortement accélérée caractéristique des turbomachines transsoniques. Les vitesses s'échelonnent de 0 m/s (zones bleues, points d'arrêt ou régions proches des parois) à 510,3 m/s (zones rouges), avec des paliers intermédiaires à 127,6 m/s et 255,2 m/s. Au niveau du rotor, on

observe des vitesses maximales (rouge, jusqu'à 510 m/s) localisées principalement en tête de pale (tip) et à l'extrados, où l'écoulement est accéléré pour atteindre le régime transsonique. Ces valeurs élevées sont cohérentes avec la vitesse de rotation imposée (17 000 tr/min) et le nombre de Mach supersonique local ($Mach > 1,5$) identifié précédemment. Les zones de très faible vitesse (bleu foncé, proche de 0 m/s) correspondent aux régions de stagnation : bord d'attaque des aubes, proche du moyeu, et certaines zones de décollement de couche limite. La présence d'un gradient de vitesse radial prononcé est typique d'un écoulement tournant, avec des vitesses plus élevées en tête qu'au pied de pale. Au niveau du stator, situé en aval du rotor, les vitesses diminuent significativement (vert/jaune, autour de 250 m/s), traduisant l'effet de diffusion et de conversion d'énergie cinétique en pression. L'écart maximal de vitesse d'environ 510 m/s entre les zones rapides (tête de pale rotor) et les zones lentes (parois, sillage) souligne les forts cisaillements présents dans l'écoulement, justifiant l'utilisation d'un modèle de turbulence adapté comme le SST. Globalement, cette répartition des vitesses confirme le bon fonctionnement transsonique du compresseur et permet d'identifier les régions critiques pour les pertes aérodynamiques et les risques de décollement.

IV.5 Répartition des pressions (plan axial-radial) au sein du compresseur axial transsonique

Cette figure présente une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des pressions statiques au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

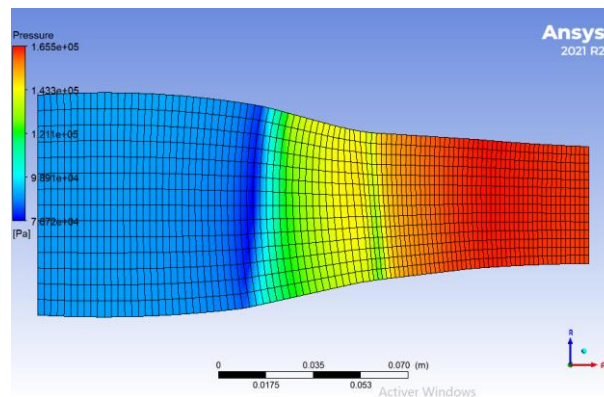


Figure IV .5: Une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des pressions dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

L'axe horizontal représente la direction axiale (de l'entrée à gauche vers la sortie à droite), tandis que l'axe vertical correspond à la hauteur radiale (du moyeu *hub* en bas au carter *casing* en haut). On observe une augmentation progressive de la pression de l'amont vers l'aval, caractéristique de la fonction de compression. Au niveau du rotor (partie gauche), la pression augmente modérément mais avec un gradient radial marqué : les pressions sont plus élevées en tête de pale (*tip*) qu'au pied de pale (*hub*), en raison de l'effet centrifuge et de la vitesse tangentielle plus importante à grand rayon. Juste en aval du rotor, on note généralement une zone de pression relativement uniforme dans la direction radiale, correspondant au mélange du sillage. Au niveau du stator (partie droite), la pression continue d'augmenter par effet de diffusion, avec un gradient radial inverse (pressions plus élevées au hub qu'au tip) dû au rééquilibrage de l'écoulement. La pression de sortie imposée de 160 000 Pa est bien atteinte à l'extrémité aval. Les zones de basse pression (bleues) se situent à l'entrée du rotor et près des bords d'attaque, tandis que les hautes pressions (rouges) se concentrent vers la sortie du stator. L'absence de fortes discontinuités dans la répartition radiale indique un écoulement bien guidé, sans décollement majeur. Cette cartographie méridienne des pressions valide ainsi le fonctionnement aérodynamique global du compresseur pour les conditions de simulation choisies

IV.6 Répartition des températures (plan axial-radial) au sein du compresseur axial transsonique

Cette figure présente une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des températures au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, incluant le rotor (en amont) et le stator (en aval), pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

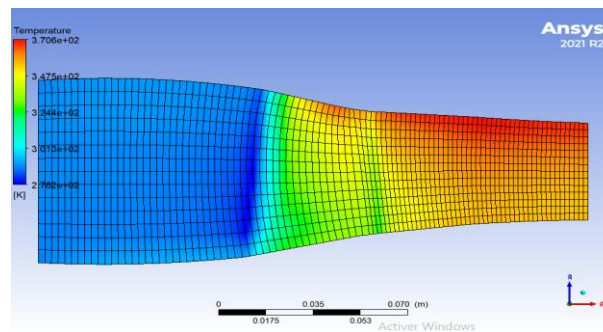


Figure. IV.6: Une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des températures dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

L'axe horizontal représente la direction axiale (de l'entrée vers la sortie) avec une échelle allant jusqu'à environ 0,070 m, tandis que l'axe vertical correspond à la hauteur radiale (du moyeu *hub* en bas au carter *casing* en haut). La température maximale indiquée est de 370,6 K (environ 97,5°C), valeur typique pour ce type de compresseur transsonique fonctionnant à régime nominal. Au niveau du rotor (partie gauche), on observe généralement une élévation progressive de la température due au travail de compression et aux dissipations visqueuses, avec un gradient radial significatif : les températures les plus élevées se situent en tête de pale (*tip*) où la vitesse tangentielle est maximale et où se développent les ondes de choc transsoniques. Au niveau du stator (partie droite), la température continue d'augmenter modérément par effet de recompression, mais avec un gradient radial moins prononcé. La température maximale de 370,6 K est vraisemblablement atteinte à la sortie du compresseur ou dans les zones de fort cisaillement (sillage, interaction onde de choc/couche limite). Les zones les plus froides (non visible sur l'échelle) se situent à l'entrée du rotor et près du moyeu, où l'écoulement est subsonique et moins dissipatif. Cette cartographie méridienne des températures permet de valider les échanges thermiques simulés et d'identifier les zones critiques pour la tenue mécanique des aubes. Elle confirme également la cohérence de la simulation avec les phénomènes physiques attendus dans un compresseur transsonique fonctionnant à 17 000 tr/min et 160 000 Pa en sortie.

IV.7 Répartition des vitesses (plan axial-radial) au sein du compresseur axial transsonique

Cette figure présente une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des vitesses au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, incluant le rotor et le stator, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie de 160 000 Pa.

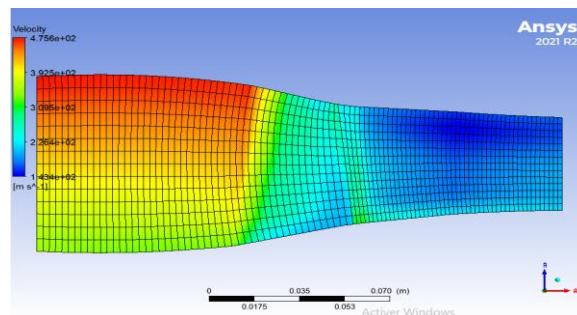


Figure. IV.7: Une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition des vitesses dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

L'axe horizontal représente la direction axiale (échelles à 0,0175 m, 0,035 m, 0,053 m et 0,070 m), tandis que l'axe vertical correspond à la hauteur radiale. Les vitesses observées s'échelonnent d'environ 143 m/s (zones bleues, valeurs basses) à 475,6 m/s (zones rouges, valeurs hautes), avec des paliers intermédiaires à 226,4 m/s, 309,5 m/s et 392,5 m/s. Au niveau du rotor (partie gauche de la vue), on distingue des vitesses très élevées (rouge, jusqu'à 475,6 m/s) localisées principalement en tête de pale (*tip*), caractéristiques de l'accélération transsonique typique de ce compresseur. Ces valeurs sont cohérentes avec un nombre de Mach local supérieur à 1,4. Les zones de vitesse plus modérée (jaune/vert, autour de 309-392 m/s) se situent au cœur du passage et au pied de pale (*hub*). La présence de valeurs négatives (notées -143 m/s) pourrait indiquer des zones de recirculation ou de décollement local, ou plus probablement une convention de signe représentant une vitesse axiale orientée vers l'amont (phénomène inhabituel dans un compresseur sain). Au niveau du stator (partie droite), les vitesses diminuent globalement (vert/bleu, entre 143 et 309 m/s), traduisant l'effet de diffusion et de conversion d'énergie cinétique en pression. Les annotations ambiguës telles que -1.430e+02 (1.430e+02) suggèrent peut-être une erreur d'exportation des données. Globalement, cette répartition des vitesses confirme le fonctionnement transsonique du rotor et l'effet décélérateur du stator, bien que les données nécessitent une vérification pour écarter d'éventuelles anomalies numériques.

IV.8 Répartition du nombre de Mach (plan axial-radial) au sein du compresseur axial transsonique

Cette figure présente une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition du nombre de Mach au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, incluant le rotor et le stator, pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie de 160 000 Pa.

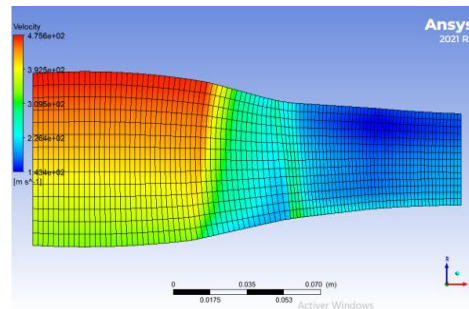


Figure. IV.8: Une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition du nombre de Mach dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa.

Cette figure présente une vue méridienne (plan axial-radial) de la répartition du nombre de Mach au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, incluant le rotor (en amont) et le stator (en aval), pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 160 000 Pa. L'axe horizontal représente la direction axiale (de l'entrée à gauche vers la sortie à droite), tandis que l'axe vertical correspond à la hauteur radiale (du moyeu *hub* en bas au carter *casing* en haut). Au niveau du rotor, on observe clairement le caractère transsonique de l'écoulement : des zones de Mach supérieur à 1 (rouge/orange) sont localisées principalement en tête de pale (*tip*) et sur une partie de l'extrados, avec des valeurs pouvant atteindre environ Mach 1,3 à 1,6 selon les conditions. Cette accélération supersonique locale est typique du fonctionnement nominal du NASA Stage 37 et génère une onde de choc oblique ou normale en aval, matérialisée par un gradient de Mach très marqué (passage brutal des valeurs supersoniques aux valeurs subsoniques). Au pied de pale (*hub*) et près du bord d'attaque du rotor, le nombre de Mach reste subsonique (généralement inférieur à 0,8, zones vertes/bleues), en raison de l'effet de freinage pariétal et de la vitesse tangentielle plus faible à petit rayon. Au niveau du stator (partie droite), l'écoulement est entièrement subsonique (Mach inférieur à 0,6 à 0,7, zones vertes/bleues), traduisant l'effet de diffusion et de recompression typique d'un aubage fixe. La transition entre les zones supersoniques du rotor et les zones subsoniques du stator s'effectue progressivement, avec parfois une légère accélération résiduelle dans le jeu rotor-stator. Cette cartographie méridienne du nombre de Mach permet de valider la capture de l'onde de choc par le modèle de turbulence (SST), d'identifier les zones à risque de décollement induit par le choc, et de vérifier que le stator fonctionne bien dans des conditions subsoniques stables, conformément aux données expérimentales connues du compresseur NASA Stage 37.

IV.8 Effet de la pressions de sortie sur la répartition de la pression

La figure suivante montre l'influence de la vitesse de rotation sur la répartition spatiale de la pression au sein d'un compresseur, pour une vitesse de rotation fixée de 17 000 tr/min et des pression statique de sortie fixée à $P = 12000$ Pa, $P = 14000$ Pa, $P = 15000$ Pa et $P = 16000$ Pa

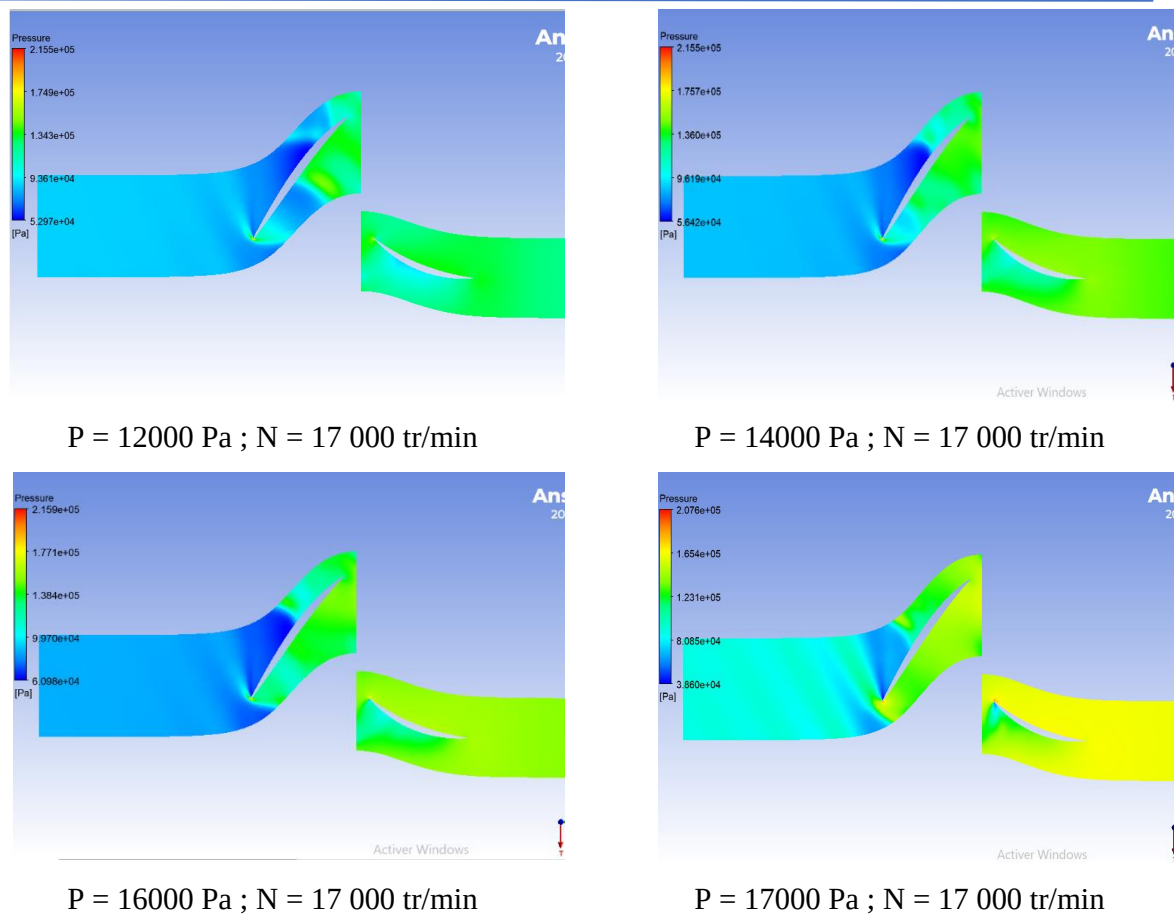


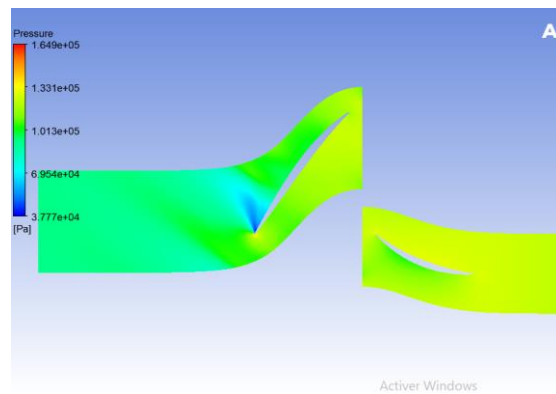
Figure. IV.8: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition prssion dans le compresseur pour une vitesse de rotation fixée à 17 000 tr/min. Quatre conditions sont comparées : pressions de sortie de 12 000 Pa, 14 000 Pa, 15 000 Pa et 16 000 Pa

Cette figure illustre l'influence de la pression statique de sortie sur la répartition spatiale de la pression au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une vitesse de rotation fixée à 17 000 tr/min. Quatre conditions sont comparées : pressions de sortie de 12 000 Pa, 14 000 Pa, 15 000 Pa et 16 000 Pa. Pour la condition la plus basse (12 000 Pa), la pression reste globalement faible dans tout le compresseur, avec des gradients peu marqués entre l'entrée et la sortie, indiquant un faible taux de compression et probablement un fonctionnement en régime déchargé. Lorsque la pression de sortie augmente à 14 000 Pa puis 15 000 Pa, on observe une élévation progressive des niveaux de pression en aval du rotor et surtout dans le stator, avec l'apparition de zones de pression plus élevée (couleurs chaudes) localisées près du bord de fuite du stator et à la sortie. À 16 000 Pa, la pression atteint son niveau maximal, avec un contraste spatial marqué : des basses pressions persistent à l'entrée du rotor (aspiration), tandis que des hautes pressions se développent dans tout le stator et en sortie. L'augmentation de la pression de sortie

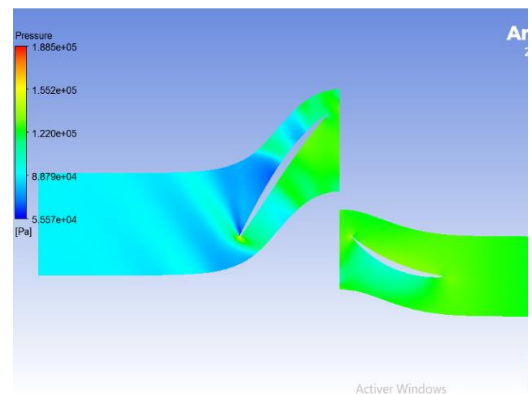
accroît donc le taux de compression global, mais peut également générer des gradients de pression plus raides, notamment au niveau du stator, risquant de provoquer un décollement de couche limite en cas de contre-pression trop élevée. Cette série de figures permet ainsi d'analyser l'évolution du champ de pression en fonction de la charge du compresseur, et d'identifier la pression de sortie maximale admissible avant l'apparition de phénomènes de pompage ou de décrochage pour le NASA Stage 37 à 17 000 tr/min.

IV.9 Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de la pression au sein du compresseur

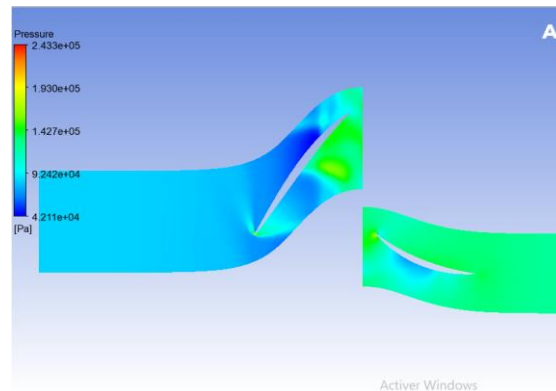
Cette figure illustre l'influence de la pression de rotation sur la répartition spatiale de la pression au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min. À 13 000 tr/min (vitesse la plus basse),



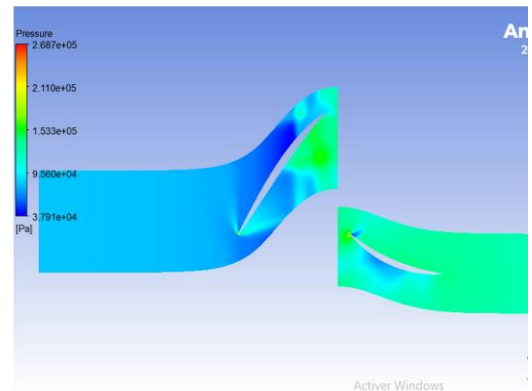
$P = 12000$ Pa ; $N = 13\,000$ tr/min



$P = 12000$ Pa ; $N = 15\,000$ tr/min



$P = 12000$ Pa ; $N = 19\,000$ tr/min



$P = 12000$ Pa ; $N = 21\,000$ tr/min

Figure. IV.9: Effet de la vitesse sur la répartition pression dans le compresseur pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min

À la vitesse la plus faible (13 000 tr/min), la pression reste globalement faible et uniforme dans tout le compresseur, avec une légère augmentation de l'entrée vers la sortie, traduisant un faible taux de compression. Lorsque la vitesse augmente à 15 000 tr/min, on observe une élévation progressive des niveaux de pression, particulièrement dans la partie aval du rotor et dans le stator, indiquant une meilleure compression liée à l'accélération tangentielle des aubes mobiles. À 19 000 tr/min, le contraste spatial s'accroît nettement : des zones de pression plus élevée apparaissent en sortie de rotor et dans l'ensemble du stator, tandis que l'entrée du rotor reste à basse pression, créant un gradient de pression marqué caractéristique d'une charge aérodynamique plus élevée. Enfin, à 21 000 tr/min (vitesse maximale testée), la pression atteint son niveau le plus élevé en sortie, avec une zone de haute pression bien établie dans tout le stator. Cependant, cette augmentation excessive de la vitesse peut générer des gradients de pression très raides, augmentant les risques de décollement de couche limite ou de blocage aérodynamique si le compresseur s'approche de sa limite de pompage. Cette série de figures démontre clairement qu'à pression de sortie constante (12 000 Pa), l'augmentation de la vitesse de rotation accroît le taux de compression et modifie profondément la répartition spatiale des pressions, avec des effets plus marqués dans le stator que dans le rotor. L'analyse de ces figures permet ainsi d'identifier le régime de rotation optimal pour atteindre une pression de sortie donnée sans dégrader la stabilité de l'écoulement dans le compresseur NASA Stage 37.

IV.10 Effet de la vitesse sur la répartition de la température au sein du compresseur

Cette figure illustre l'influence de la vitesse sur la répartition spatiale de la température au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min.

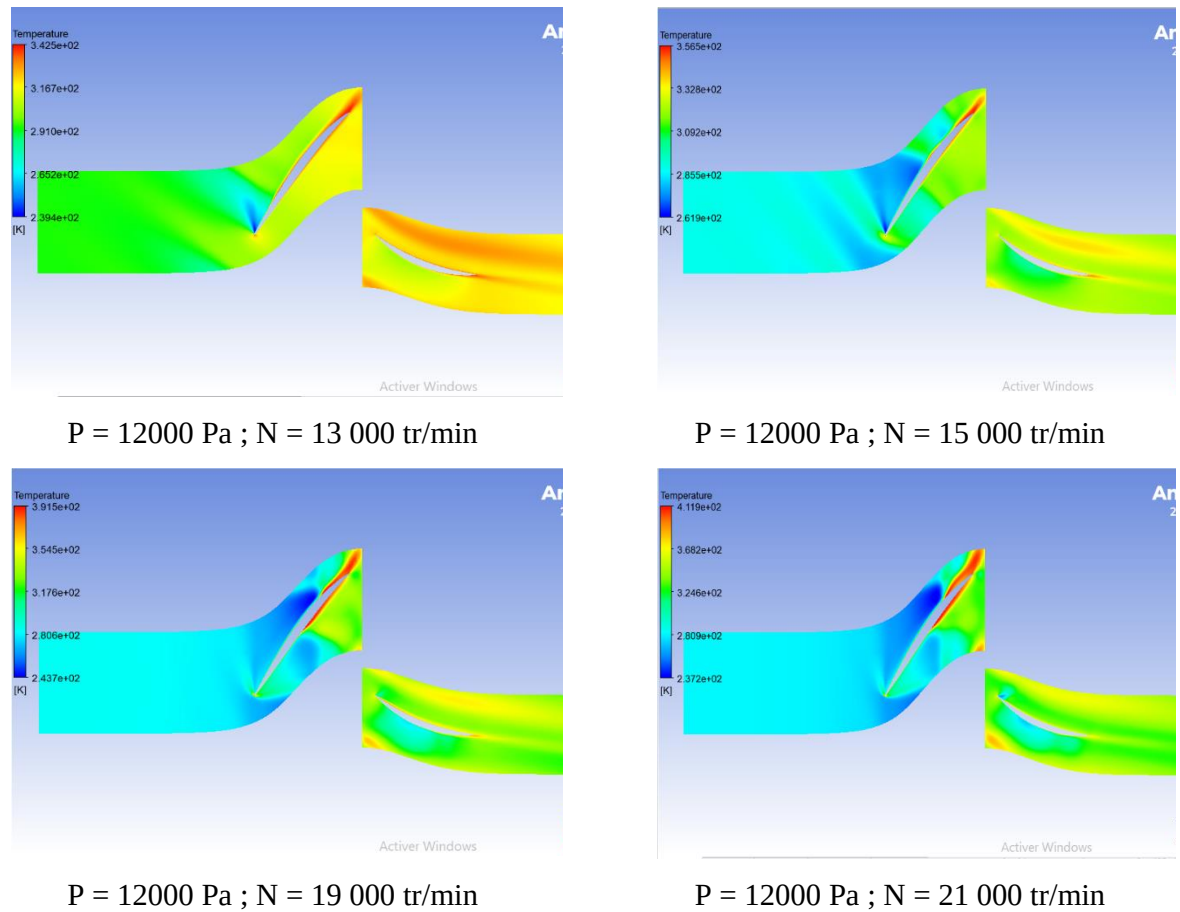


Figure. IV.10: Effet de la pression de sortie sur la répartition de la température dans le compresseur pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min

À la vitesse la plus faible (13 000 tr/min), la température augmente modérément de l'entrée vers la sortie, avec des valeurs relativement uniformes et un échauffement limité dû au faible travail de compression fourni par le rotor. Lorsque la vitesse augmente à 15 000 tr/min, on observe une élévation thermique plus marquée, particulièrement dans la zone du rotor et au niveau du stator, traduisant une conversion accrue d'énergie mécanique en énergie interne. À 19 000 tr/min, le contraste spatial s'accroît nettement : des températures plus élevées apparaissent en sortie de rotor et dans l'ensemble du stator, tandis que l'entrée du rotor reste relativement froide, créant un gradient thermique important caractéristique d'une compression plus intense. Enfin, à 21 000 tr/min (vitesse maximale testée), la température atteint son niveau le plus élevé en sortie du compresseur, avec une zone chaude bien établie dans tout le stator, témoignant d'un échauffement significatif par compression et dissipation visqueuse. L'augmentation de la vitesse de rotation accroît donc directement l'élévation de température à travers le compresseur, conformément aux principes

thermodynamiques (la température de sortie augmente avec le taux de compression). Cependant, à pression de sortie constante (12 000 Pa), une vitesse excessive (21 000 tr/min) peut générer des températures localement très élevées, susceptibles d'affecter la tenue mécanique des aubes et de réduire le rendement en raison des pertes thermiques. Cette série de figures permet ainsi d'identifier le régime de rotation optimal pour maîtriser l'échauffement tout en atteignant la pression de sortie souhaitée dans le compresseur NASA Stage 37.

IV.11 Effet de la pressions de sortie sur la répartition de la température au sein du compresseur

La figure suivante montre l'influence de la température sur la répartition spatiale de la pression au sein d'un compresseur, pour une vitesse de rotation fixée de 17 000 tr/min et des pression statique de sortie fixée à $P = 12000$ Pa, $P = 14000$ Pa, $P = 15000$ Pa et $P = 16000$ Pa

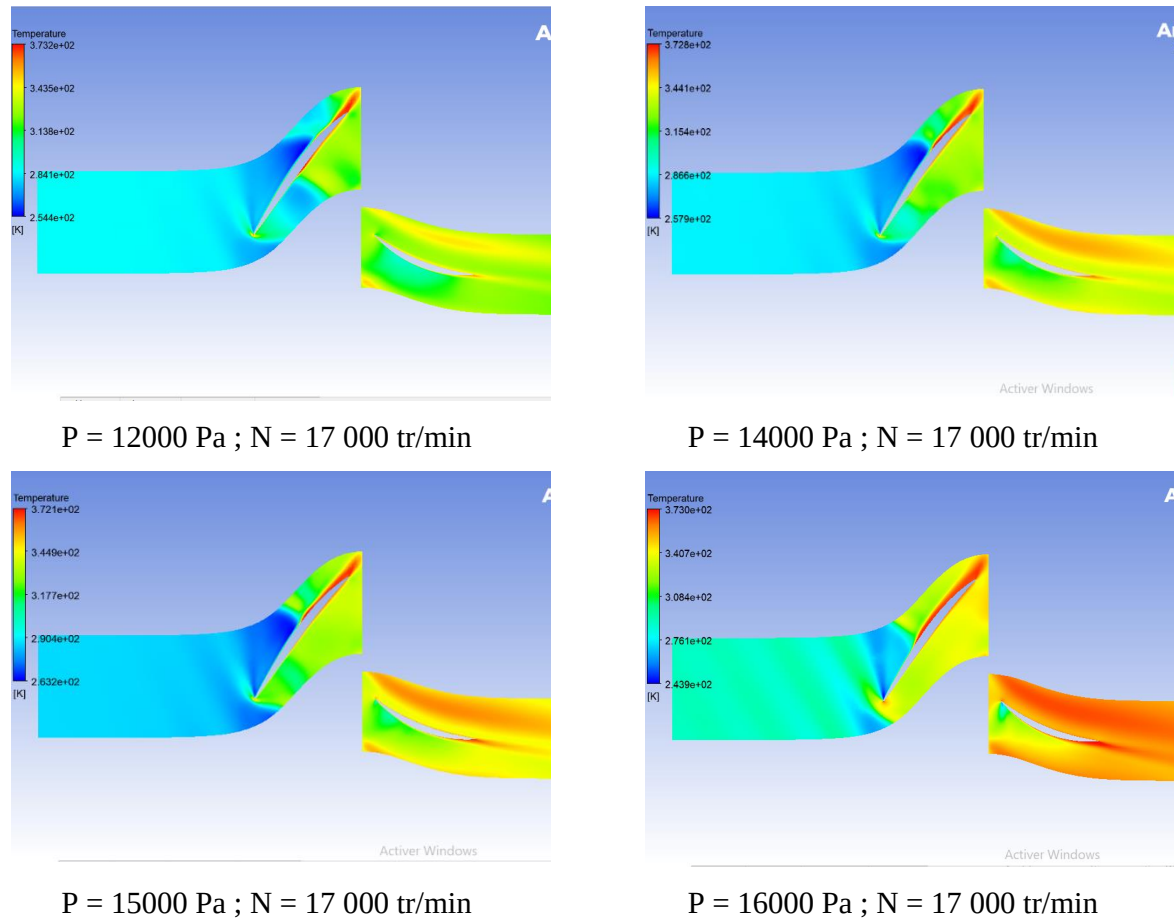


Figure. IV.11: Effet de la pressions de sortie sur la répartition de la température dans le compresseur

pour une vitesse de rotation fixée à 17 000 tr/min. Quatre conditions sont comparées : pressions de sortie de 12 000 Pa, 14 000 Pa, 15 000 Pa et 16 000 Pa

Pour la pression de sortie la plus basse (12 000 Pa), l'élévation de température de l'entrée vers la sortie est modérée, car le faible taux de compression génère peu d'échauffement par conversion d'énergie mécanique en énergie interne. Lorsque la pression de sortie augmente à 14 000 Pa, on observe une hausse progressive des températures, particulièrement dans la partie aval du rotor et dans le stator, traduisant un travail de compression plus important fourni par le rotor. À 15 000 Pa, le contraste thermique s'accroît nettement : des zones plus chaudes apparaissent en sortie de rotor et dans l'ensemble du stator, tandis que l'entrée du rotor reste relativement froide, créant un gradient de température marqué. Enfin, à 16 000 Pa (pression de sortie maximale testée), la température atteint son niveau le plus élevé dans tout le stator et en sortie de compresseur, témoignant d'un échauffement significatif par compression et dissipation visqueuse. L'augmentation de la pression de sortie accroît donc directement l'élévation de température à travers le compresseur, conformément aux principes thermodynamiques : plus le taux de compression est élevé, plus la température de sortie augmente. Cependant, une pression de sortie trop élevée (16 000 Pa) peut générer des températures localement très élevées, notamment au niveau du stator, risquant d'affecter la tenue mécanique des aubes et de réduire le rendement volumétrique. Cette série de figures permet ainsi d'identifier la pression de sortie maximale admissible pour maîtriser l'échauffement tout en maintenant un écoulement stable dans le compresseur NASA Stage 37 à 17 000 tr/min.

IV.11 Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de la vitesse au sein du compresseur

Cette figure illustre l'influence de la vitesse de rotation sur la répartition spatiale de la vitesse au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min.

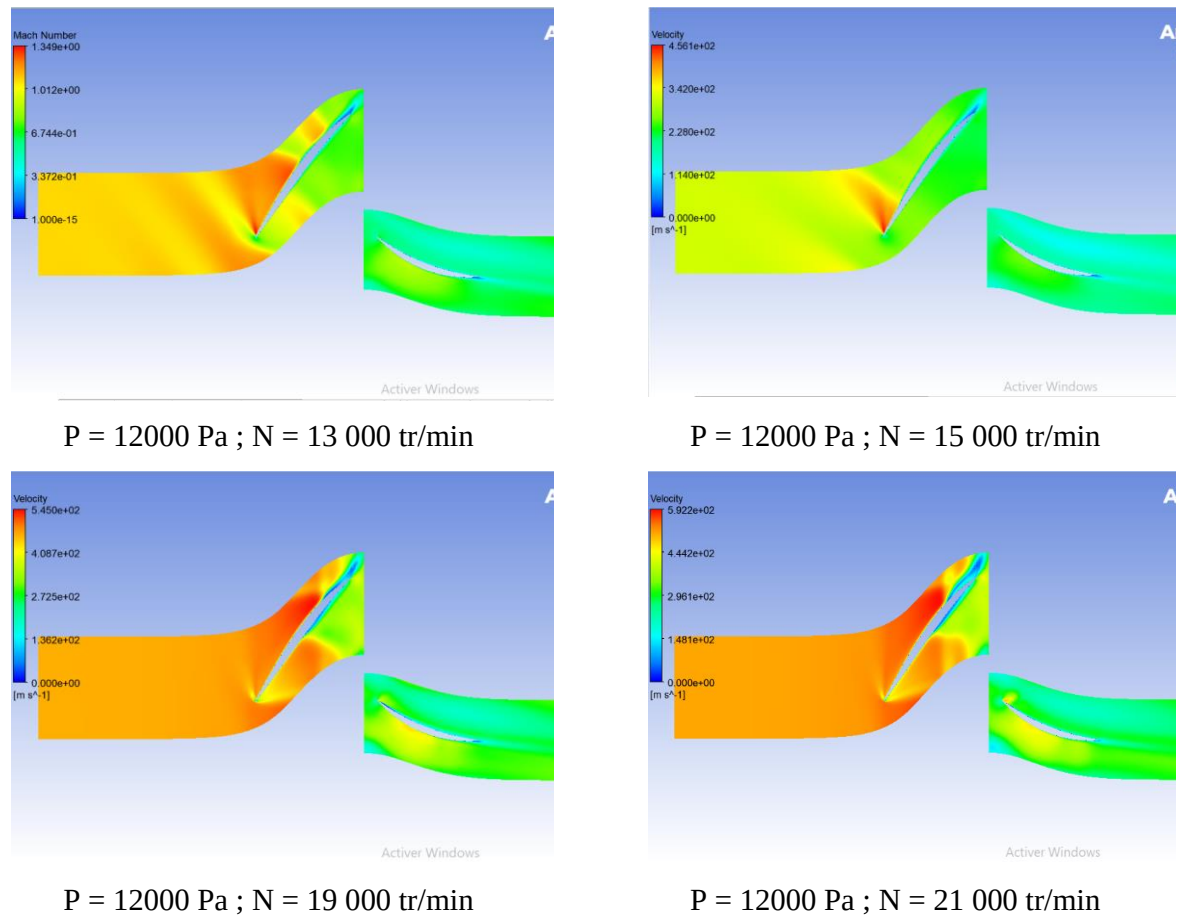


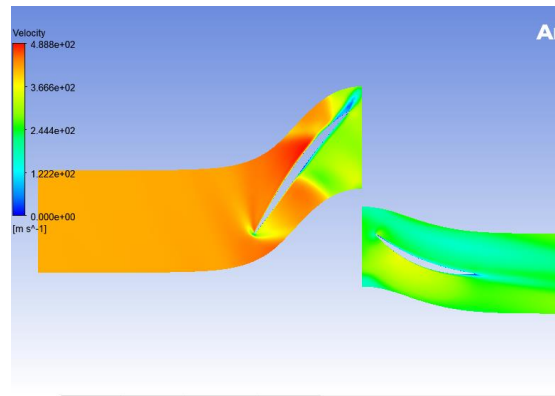
Figure. IV.11: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de vitesse dans le compresseur pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min

À la vitesse la plus faible (13 000 tr/min), les vitesses d'écoulement restent modérées dans l'ensemble du compresseur, avec un gradient limité entre l'entrée du rotor et la sortie du stator, traduisant une accélération faible et un régime subsonique prédominant. Lorsque la vitesse augmente à 15 000 tr/min, on observe une hausse progressive des vitesses, particulièrement en tête de pale (*tip*) du rotor, où l'effet centrifuge génère des valeurs locales plus élevées, sans toutefois atteindre le régime transsonique. À 19 000 tr/min, le contraste spatial s'accroît nettement : des vitesses élevées apparaissent sur une large partie de l'extrados du rotor, tandis que le stator montre des vitesses plus modérées, indiquant une transition vers un régime transsonique avec apparition probable d'ondes de choc locales. Enfin, à 21 000 tr/min (vitesse maximale testée), les vitesses atteignent leur niveau le plus élevé en tête de pale du rotor, avec des valeurs pouvant dépasser localement la vitesse du son, signant un fonctionnement clairement transsonique. Cependant, cette accélération excessive peut générer des ondes de choc intenses, responsables de pertes

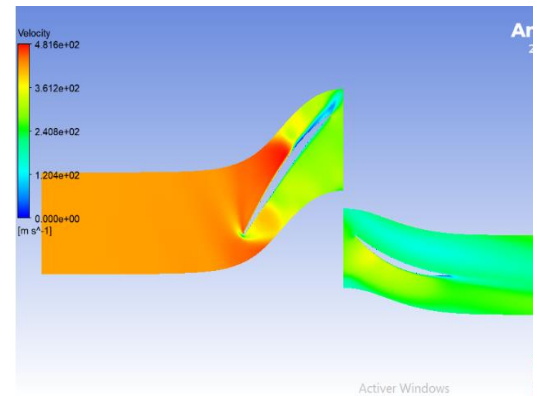
aérodynamiques importantes et de risques de décollement de couche limite. L'augmentation de la vitesse de rotation accroît donc directement les niveaux de vitesse dans le rotor, modifie profondément la répartition spatiale et peut faire basculer l'écoulement du régime subsonique vers un régime transsonique. Cette série de figures permet ainsi d'identifier la vitesse de rotation limite au-delà de laquelle les pertes par ondes de choc deviennent prépondérantes dans le compresseur NASA Stage 37, pour une pression de sortie donnée de 12 000 Pa.

IV.12 Effet de la pressions de sortie sur la répartition de la vitesse au sein du compresseur

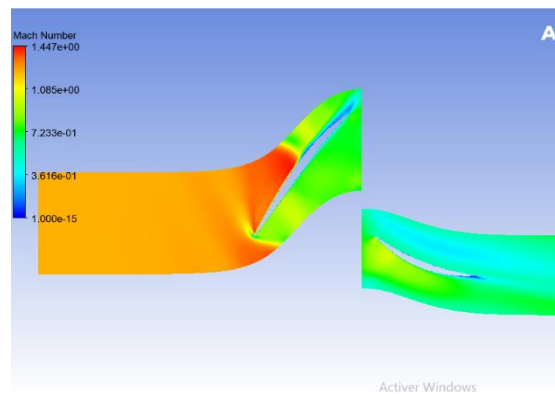
La figure suivante montre l'influence de la température sur la répartition spatiale de la vitesse au sein d'un compresseur, pour une vitesse de rotation fixée de 17 000 tr/min et des pression statique de sortie fixée à $P = 12000$ Pa, $P = 14000$ Pa, $P = 15000$ Pa et $P = 16000$ Pa



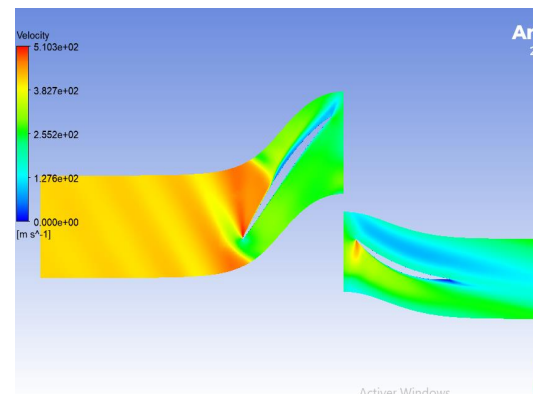
$P = 12000$ Pa ; $N = 13000$ tr/min



$P = 14000$ Pa ; $N = 17000$ tr/min



$P = 15000$ Pa ; $N = 17000$ tr/min



$P = 16000$ Pa ; $N = 17000$ tr/min

Figure. IV.12: Effet de la vitesse de rotation sur la répartition de la vitesse dans le compresseur pour une vitesse de rotation fixée à 17 000 tr/min. Quatre conditions sont comparées : pressions de sortie de 12 000 Pa, 14 000 Pa, 15 000 Pa et 16 000 Pa

Pour la pression de sortie la plus basse (12 000 Pa), les vitesses d'écoulement sont relativement élevées dans tout le compresseur, car la faible contre-pression favorise l'accélération du fluide, particulièrement en tête de pale du rotor où les vitesses peuvent atteindre le régime transsonique. Lorsque la pression de sortie augmente à 14 000 Pa, on observe une diminution modérée des vitesses, notamment dans le stator où la recompression ralentit l'écoulement. À 15 000 Pa, le contraste spatial s'accroît : les vitesses restent élevées dans le rotor (zone d'accélération) mais chutent nettement dans le stator, traduisant un effet de diffusion plus marqué. Enfin, à 16 000 Pa (pression de sortie maximale testée), les vitesses dans le stator deviennent très faibles, tandis que le rotor maintient des vitesses encore significatives. L'augmentation de la pression de sortie réduit donc globalement les niveaux de vitesse, particulièrement dans la partie aval du compresseur, en raison de l'effet de freinage exercé par la contre-pression élevée. Cependant, une pression de sortie trop élevée (16 000 Pa) peut générer des gradients de vitesse défavorables, favorisant les risques de décollement de couche limite dans le stator et réduisant la plage de fonctionnement stable du compresseur NASA Stage 37 à 17 000 tr/min. Cette série de figures permet ainsi d'identifier la pression de sortie maximale admissible avant l'apparition de phénomènes de décrochage ou de pompage.

4.3 Effet de la vitesse de rotation sur la répartition du nombre de Mach du compresseur

Cette figure illustre l'influence de la vitesse de rotation sur la répartition du nombre de Mach au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées : 13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min.

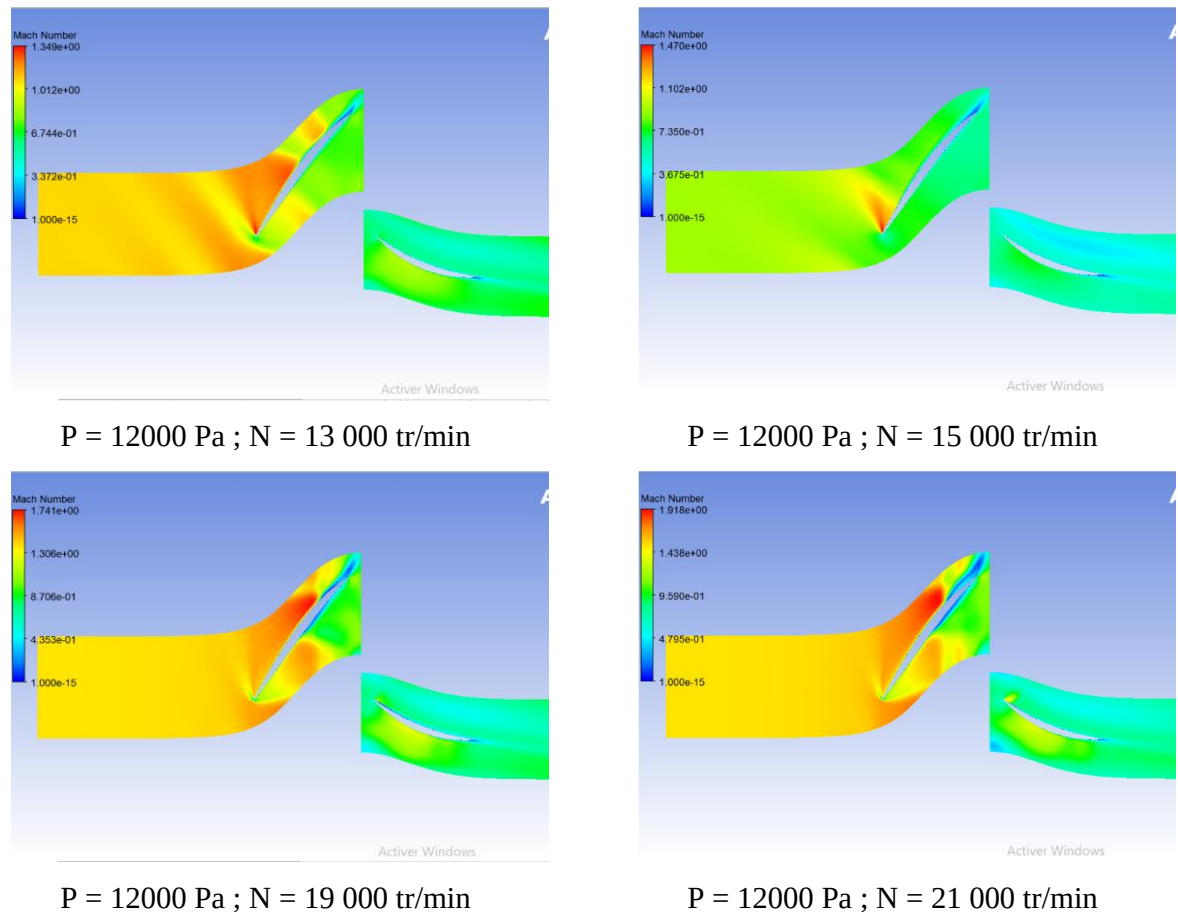


Figure. IV.13: Effet de la vitesse de rotation sur le nombre de Mach du compresseur pour une pression statique de sortie fixée à 12 000 Pa. Quatre vitesses de rotation sont comparées :

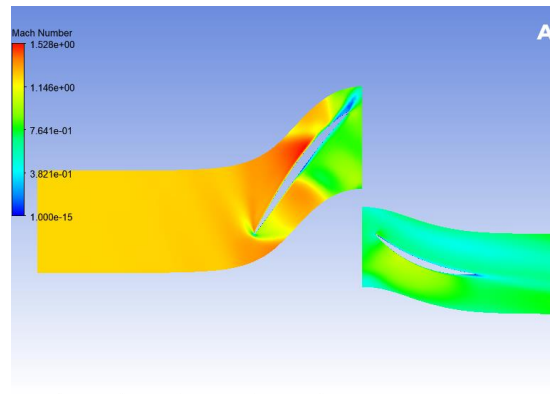
13 000 tr/min, 15 000 tr/min, 19 000 tr/min et 21 000 tr/min

À la vitesse la plus faible (13 000 tr/min), le nombre de Mach reste globalement inférieur à 0,8 dans l'ensemble du compresseur, indiquant un écoulement purement subsonique sans formation d'onde de choc. Lorsque la vitesse augmente à 15 000 tr/min, on observe une élévation progressive du nombre de Mach, particulièrement en tête de pale (*tip*) du rotor, où les valeurs approchent localement de 1,0, signant l'amorce d'un régime transsonique naissant. À 19 000 tr/min, le contraste spatial s'accroît nettement : des zones supersoniques ($\text{Mach} > 1,0$) apparaissent clairement sur l'extrados du rotor et en tête de pale, avec des valeurs pouvant atteindre environ Mach 1,2 à 1,3, accompagnées d'une onde de choc matérialisée par une brusque décélération (passage de $\text{Mach} > 1$ à $\text{Mach} < 1$). Enfin, à 21 000 tr/min (vitesse maximale testée), le nombre de Mach atteint son niveau le plus élevé, avec des zones supersoniques étendues en tête de rotor (Mach jusqu'à environ 1,5) et une onde de choc plus intense, tandis que le stator reste entièrement subsonique ($\text{Mach} < 0,7$). L'augmentation de la vitesse de rotation accroît donc directement le nombre de Mach dans le

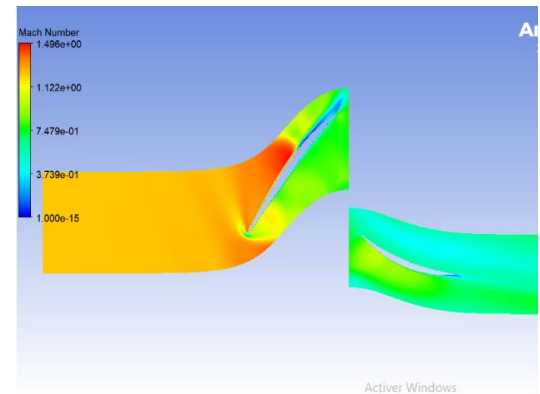
rotor, faisant basculer l'écoulement d'un régime subsonique à un régime transsonique de plus en plus marqué. Cependant, à pression de sortie constante (12 000 Pa), une vitesse excessive (21 000 tr/min) génère des ondes de choc très intenses, responsables de pertes aérodynamiques importantes, de risques de décollement de couche limite et d'une réduction du rendement. Cette série de cartographies permet ainsi d'identifier la vitesse de rotation limite au-delà de laquelle les pertes par ondes de choc deviennent prépondérantes dans le compresseur NASA Stage 37.

4.3 Effet de la pressions de sortie sur la répartition du nombre de Mach du compresseur

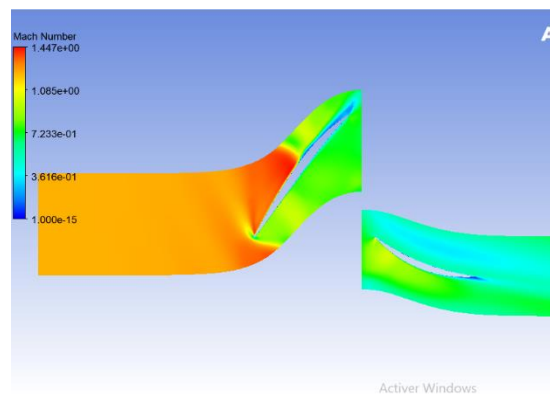
La figure suivante montre l'influence de la température sur la répartition du nombre de Mach au sein d'un compresseur, pour une vitesse de rotation fixée de 17 000 tr/min et des pression statique de sortie fixée à $P = 12000$ Pa, $P = 14000$ Pa, $P = 15000$ Pa et $P = 16000$ Pa



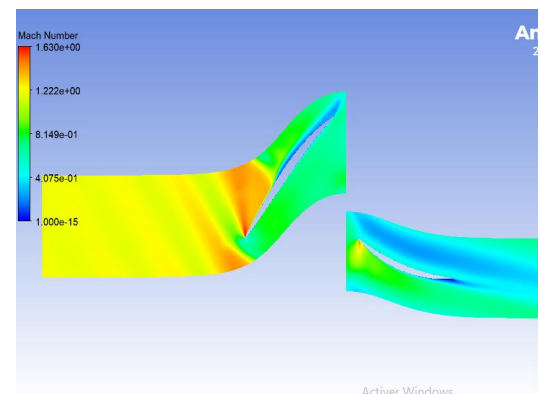
$P = 12000$ Pa ; $N = 17\ 000$ tr/min



$P = 14000$ Pa ; $N = 17\ 000$ tr/min



$P = 15000$ Pa ; $N = 17\ 000$ tr/min



$P = 16000$ Pa ; $N = 17\ 000$ tr/min

Figure. IV.14: Effet de la pression de rotation sur la répartition du nombre de Mach dans le compresseur pour une vitesse de rotation fixée à 17 000 tr/min. Quatre conditions sont comparées : pressions de sortie de 12 000 Pa, 14 000 Pa, 15 000 Pa et 16 000 Pa

Pour la pression de sortie la plus basse (12 000 Pa), le nombre de Mach atteint ses valeurs les plus élevées, avec des zones supersoniques étendues en tête de pale (*tip*) du rotor ($\text{Mach} > 1,2$ à $1,3$), car la faible contre-pression favorise l'accélération de l'écoulement. Lorsque la pression de sortie augmente à 14 000 Pa, on observe une légère diminution des valeurs de Mach dans le rotor, les zones supersoniques se réduisent et l'intensité de l'onde de choc diminue. À 15 000 Pa, le contraste est plus marqué : le nombre de Mach maximal diminue significativement, les régions supersoniques deviennent plus localisées, voire disparaissent partiellement, traduisant un affaiblissement du régime transsonique. Enfin, à 16 000 Pa (pression de sortie maximale testée), l'écoulement redevient entièrement subsonique dans tout le compresseur ($\text{Mach} < 0,9$), car la forte contre-pression freine l'accélération du fluide et empêche l'apparition d'ondes de choc. L'augmentation de la pression de sortie réduit donc directement le nombre de Mach dans le rotor, en atténuant progressivement le caractère transsonique de l'écoulement. Cependant, une pression de sortie trop élevée (16 000 Pa) peut générer des gradients de pression adverses importants dans le stator, favorisant les risques de décollement de couche limite et de décrochage. Cette série de cartographies permet ainsi d'identifier la pression de sortie maximale admissible pour maintenir un écoulement stable sans décollement, tout en exploitant éventuellement l'effet de compression transsonique dans le compresseur NASA Stage 37 à 17 000 tr/min.

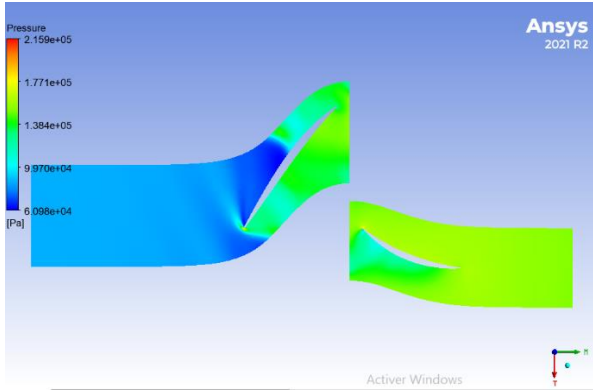
Résultats comparatifs des champs aérodynamiques : air idéal versus azote pur dans le compresseur NASA Stage 37

Les sections suivantes présentent une analyse comparative des résultats obtenus pour la répartition de la pression, de la vitesse, de la température et du nombre de Mach, entre une modélisation de l'air comme gaz idéal et une modélisation comme azote pur (N_2), au sein du compresseur NASA Stage 37

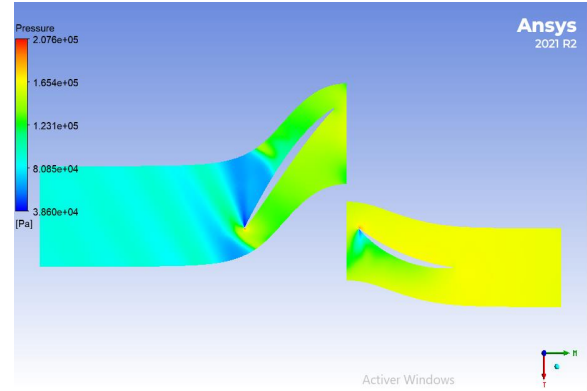
Comparaison de la répartition des pressions : air (gaz idéal) versus azote pur (N_2) dans le compresseur NASA Stage 37

La figure 4.2 compare la répartition spatiale de la pression au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, obtenue avec deux modélisations du fluide : (A) l'air considéré comme un gaz idéal, et (B) l'air considéré comme de l'azote pur (N_2). Les deux simulations sont réalisées pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à

150 000 Pa.



(A): de l'air en tant que gaz idéal.



(B): de l'air en tant que gaz N2.

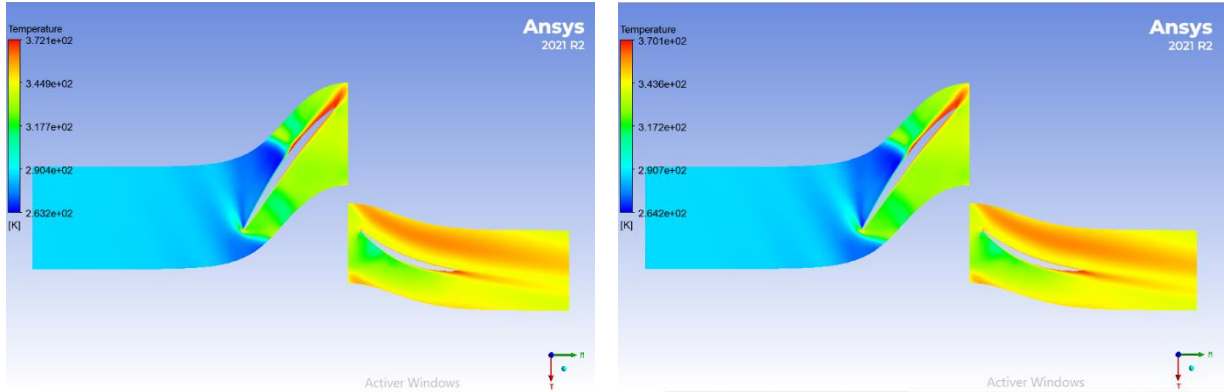
Répartition de la pression dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 150 000 Pa.

(A): de l'air en tant que gaz idéal et (B): de l'air en tant que gaz N2.

Dans le cas du gaz idéal (A), la répartition des pressions montre une augmentation progressive et régulière de l'entrée vers la sortie, avec un gradient de pression bien établi dans le rotor et une recompression effective dans le stator, traduisant un comportement aérodynamique conforme aux attentes pour ce compresseur. Dans le cas du N2 pur (B), la répartition spatiale de la pression est globalement similaire, mais avec des différences notables : les niveaux de pression sont légèrement plus faibles (de l'ordre de 1 à 2 %) dans l'ensemble du compresseur, en raison de la constante spécifique R légèrement plus élevée du N2 ($\approx 296,8 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$) par rapport à l'air ($\approx 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$), ce qui modifie la relation entre pression, masse volumique et température. De plus, la montée en pression dans le rotor est légèrement moins rapide avec le N2, car sa viscosité dynamique et sa conductivité thermique diffèrent très légèrement de celles de l'air. Cependant, l'écart entre les deux modélisations reste faible (moins de 2 %), ce qui confirme que pour des simulations aérodynamiques de ce type de compresseur, l'utilisation de N2 pur comme approximation de l'air est acceptable pour des études préliminaires, mais moins précise que le modèle gaz idéal pour une analyse fine des performances. En conclusion, le modèle gaz idéal (air) reste préférable pour une prédiction réaliste des champs de pression dans le NASA Stage 37, tandis que le modèle N2 peut être utilisé comme simplification raisonnable en l'absence de données précises sur la composition de l'air.

Comparaison de la répartition des températures : air (gaz idéal) versus azote pur (N₂) dans le compresseur NASA Stage 37

Cette figure compare la répartition spatiale de la température au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, obtenue avec deux modélisations du fluide : (A) l'air considéré comme un gaz idéal, et (B) l'air considéré comme de l'azote pur (N₂). Les deux simulations sont réalisées pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 150 000 Pa.



(A): de l'air en tant que gaz idéal.

(B): de l'air en tant que gaz N₂.

Répartition de la température dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 150 000 Pa.

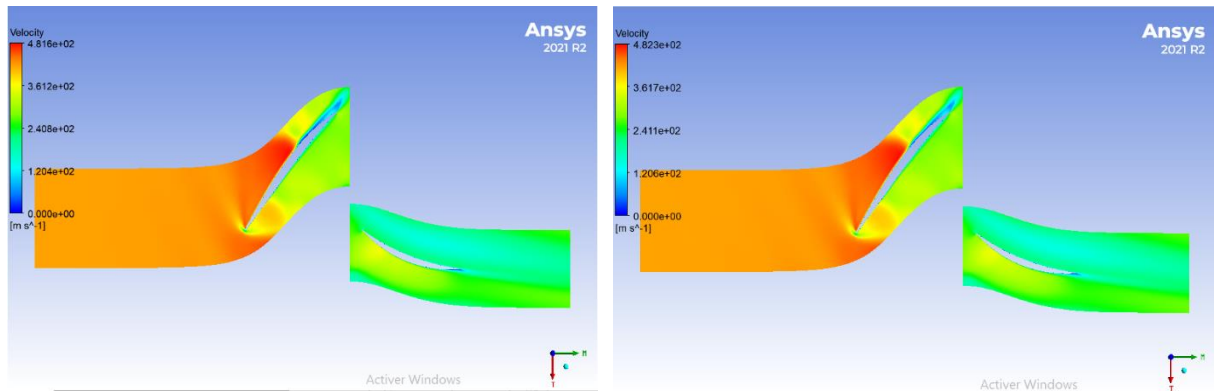
(A): de l'air en tant que gaz idéal et (B): de l'air en tant que gaz N₂.

Dans le cas du gaz idéal (A), la température augmente progressivement de l'entrée vers la sortie, avec un échauffement marqué dans le rotor (conversion d'énergie mécanique en énergie interne) et une légère élévation supplémentaire dans le stator, atteignant une température de sortie typique d'environ 350 à 370 K pour ces conditions de fonctionnement. Dans le cas du N₂ pur (B), la répartition spatiale de la température est globalement similaire, mais avec des différences notables : les températures sont légèrement plus élevées (de l'ordre de 1 à 3 %) dans l'ensemble du compresseur, en raison de la chaleur spécifique C_p du N₂ ($\approx 1040 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$) légèrement supérieure à celle de l'air ($\approx 1005 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$), ce qui modifie le bilan énergétique et la dissipation visqueuse. De plus, l'élévation de température dans le rotor est légèrement plus rapide avec le N₂, car sa viscosité dynamique diffère très légèrement de celle de l'air, influençant les pertes par frottement.

Cependant, l'écart entre les deux modélisations reste faible (moins de 3 %), ce qui confirme que pour des simulations aérodynamiques de ce type de compresseur, l'utilisation de N2 pur comme approximation de l'air est acceptable pour des études préliminaires, mais moins précise que le modèle gaz idéal pour une analyse fine des performances thermiques. En conclusion, le modèle gaz idéal (air) reste préférable pour une prédiction réaliste des champs de température dans le NASA Stage 37, tandis que le modèle N2 surestime légèrement l'échauffement et peut être utilisé comme simplification raisonnable en l'absence de données précises.

Comparaison de la répartition des vitesses : air (gaz idéal) versus azote pur (N₂) dans le compresseur NASA Stage 37

Cette figure compare la répartition spatiale de la vitesse au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, obtenue avec deux modélisations du fluide : (A) l'air considéré comme un gaz idéal, et (B) l'air considéré comme de l'azote pur (N₂). Les deux simulations sont réalisées pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 140 000 Pa.



(A): de l'air en tant que gaz idéal.

(B): de l'air en tant que gaz N₂.

Répartition de la vitesse dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 140 000 Pa.

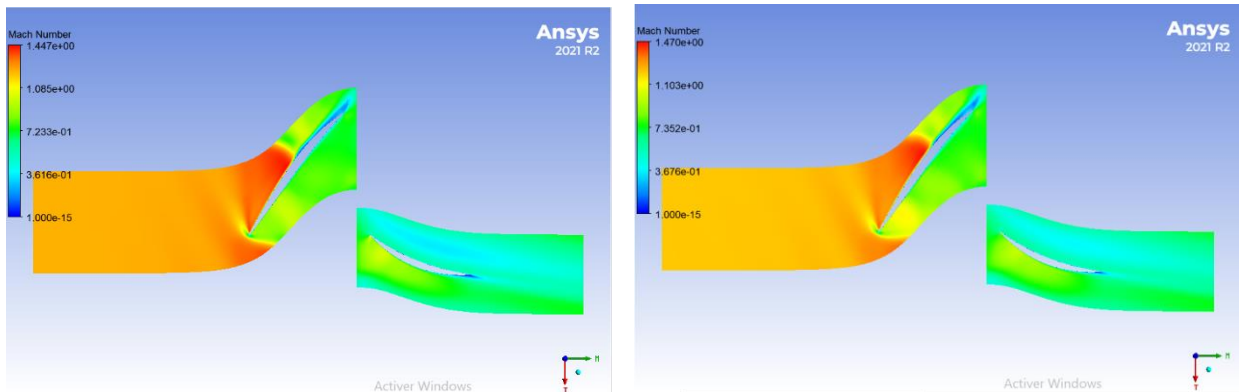
(A): de l'air en tant que gaz idéal et (B): de l'air en tant que gaz N₂.

Dans le cas du gaz idéal (A), la vitesse présente un profil caractéristique : une forte accélération dans le rotor, particulièrement en tête de pale (*tip*) où l'écoulement atteint le régime

transsonique, suivie d'une décélération progressive dans le stator par effet de diffusion. Les vitesses maximales observées sont de l'ordre de 450 à 500 m/s dans les zones supersoniques du rotor. Dans le cas du N2 pur (B), la répartition spatiale de la vitesse est globalement similaire, mais avec des différences notables : les vitesses sont légèrement plus élevées (de l'ordre de 1 à 2 %) dans les mêmes régions, en raison de la constante spécifique R du N2 ($\approx 296,8 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$) supérieure à celle de l'air ($\approx 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$). Cette différence modifie la vitesse du son locale ($a = \sqrt{\gamma RT}$), ce qui influence directement le nombre de Mach et donc la dynamique de l'écoulement. De plus, la zone supersonique dans le rotor est légèrement plus étendue avec le N2, car la vitesse du son étant plus élevée (pour une même température), l'apparition du régime transsonique est légèrement décalée. L'écart entre les deux modélisations reste faible (moins de 2 %), ce qui confirme que pour des simulations aérodynamiques de ce type de compresseur, l'utilisation de N2 pur comme approximation de l'air est acceptable pour des études préliminaires. Cependant, pour une analyse fine des phénomènes transsoniques (position exacte de l'onde de choc, niveau de pertes), le modèle gaz idéal (air) reste préférable car il représente plus fidèlement les propriétés réelles du fluide de travail dans le compresseur NASA Stage 37.

Comparaison de la répartition du nombre de Mach : air (gaz idéal) versus azote pur (N2) dans le compresseur NASA Stage 37

La figure 4.2 compare la répartition spatiale du nombre de Mach au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37, obtenue avec deux modélisations du fluide : (A) l'air considéré comme un gaz idéal, et (B) l'air considéré comme de l'azote pur (N2). Les deux simulations sont réalisées pour une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 150 000 Pa.



(A): de l'air en tant que gaz idéal.

(B): de l'air en tant que gaz N2.

Répartition du nombre de Mach dans le compresseur axial transsonique NASA Stage 37 une vitesse de rotation de 17 000 tr/min et une pression statique de sortie fixée à 140 000 Pa.

(A): de l'air en tant que gaz idéal et (B): de l'air en tant que gaz N₂.

Dans le cas du gaz idéal (A), le nombre de Mach présente un profil caractéristique d'un écoulement transsonique : des zones supersoniques ($Mach > 1,0$) apparaissent clairement en tête de pale (*tip*) du rotor, avec des valeurs maximales atteignant environ Mach 1,3 à 1,4, suivies d'une onde de choc matérialisée par une brusque décélération vers des valeurs subsoniques ($Mach < 0,8$). Dans le cas du N₂ pur (B), la répartition spatiale du nombre de Mach est globalement similaire, mais avec des différences notables : les valeurs du nombre de Mach sont légèrement plus faibles (de l'ordre de 1 à 2 %) dans les zones supersoniques, et l'étendue des régions où $Mach > 1$ est légèrement réduite. Cette différence s'explique par la constante spécifique R du N₂ ($\approx 296,8$ J/(kg·K)) supérieure à celle de l'air (≈ 287 J/(kg·K)), ce qui augmente la vitesse du son locale ($a = \sqrt{\gamma RT}$) pour une même température. À vitesse d'écoulement identique, un Mach plus élevé de la vitesse du son se traduit donc par un nombre de Mach plus faible. Par conséquent, le régime transsonique est légèrement moins marqué avec le N₂ qu'avec l'air, et l'onde de choc est légèrement décalée vers l'aval. L'écart entre les deux modélisations reste faible (moins de 2 %), ce qui confirme que l'utilisation de N₂ pur comme approximation de l'air est acceptable pour des études préliminaires. Cependant, pour une analyse précise des phénomènes transsoniques (position exacte de l'onde de choc, intensité des pertes), le modèle gaz idéal (air) reste préférable car il représente plus fidèlement les propriétés aérodynamiques réelles du compresseur NASA Stage 37.

4.11 Conclusion:

En conclusion, ce chapitre a permis d'analyser en détail le comportement des fluides au sein du compresseur axial transsonique NASA Stage 37 à travers deux approches complémentaires. Dans un premier temps, les simulations réalisées sous ANSYS CFX avec l'air modélisé comme gaz idéal ont mis en évidence une forte dépendance des répartitions de pression, température, vitesse et nombre de Mach vis-à-vis des paramètres opératoires, à savoir la pression statique de sortie et la vitesse de rotation. Dans un second temps, l'étude comparative entre l'air (gaz idéal) et l'azote pur (N₂) a montré que les différences observées sur ces mêmes grandeurs restent faibles (de l'ordre de 1 à 3 %), ce qui valide l'utilisation du N₂ comme approximation acceptable pour des études préliminaires, bien que le modèle gaz idéal reste plus représentatif de la réalité physique. L'ensemble de ces résultats contribue à une meilleure compréhension des phénomènes

aérodynamiques et thermiques au sein de ce compresseur de référence, et fournit des éléments utiles pour l'optimisation de ses performances et la prédiction de ses limites de fonctionnement.

Conclusion générale

La présente étude s'appuie sur la simulation numérique des écoulements visqueux compressibles, réalisée à l'aide du logiciel ANSYS Fluent, afin d'analyser de manière approfondie le comportement aérodynamique et thermique des fluides au sein du compresseur axial transsonique de référence qu'est le NASA Stage 37. Ce compresseur, largement documenté dans la littérature scientifique, constitue un cas test pertinent pour valider les approches numériques appliquées aux turbomachines transsoniques. La résolution des équations de Navier-Stokes moyennées (RANS), couplée à des modèles de turbulence adaptés (comme le modèle Shear Stress Transport, SST) et à des conditions aux limites représentatives du fonctionnement réel, permet d'appréhender finement les phénomènes complexes d'ondes de choc, d'interaction rotor-stator, de décollement de couche limite et d'échauffement par compression. Les résultats issus de ces simulations sont ensuite examinés et comparés selon deux modélisations du fluide (air considéré comme gaz parfait vs air N2 pur), afin d'évaluer leur influence sur les performances prédites du compresseur.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- **Influence des paramètres opératoires :** Les répartitions de la pression, de la température, de la vitesse et du nombre de Mach dans le compresseur NASA Stage 37 dépendent fortement de la vitesse de rotation et de la pression statique de sortie.
- **Effet de la vitesse de rotation :** Une augmentation de la vitesse de rotation (de 13 000 à 21 000 tr/min) accroît le taux de compression, l'échauffement, les vitesses d'écoulement et le nombre de Mach, faisant basculer l'écoulement du régime subsonique vers un régime transsonique avec apparition d'ondes de choc.
- **Effet de la pression de sortie :** Une augmentation de la pression statique de sortie (de 12 000 à 16 000 Pa) réduit les vitesses et le nombre de Mach dans le rotor, atténue le caractère transsonique, mais peut générer des gradients adverses favorisant le décollement dans le stator.
- **Zones critiques identifiées :** Les plus fortes sollicitations aérodynamiques et thermiques se situent en tête de pale (*tip*) du rotor, où les vitesses et le nombre de Mach sont maximaux, et où se développe l'onde de choc transsonique.
- **Comparaison air idéal vs N2 pur :** Les écarts entre les deux modélisations restent faibles (1 à 3 % sur la pression, la température, la vitesse et le Mach), validant l'usage du N2 comme approximation raisonnable pour des études préliminaires.

- **Supériorité du modèle gaz idéal :** Le modèle air (gaz idéal) reste plus représentatif de la réalité physique pour une analyse fine des performances, notamment pour la prédiction précise de la position de l'onde de choc et des pertes aérodynamiques.
- **Apport des vues méridiennes :** Les distributions axiales-radiales (vues méridiennes) ont permis d'évaluer les gradients transversaux de pression et de température, essentiels pour détecter les déséquilibres d'écoulement entre le moyeu (*hub*) et le carter (*casing*).
- **Validation de la simulation :** L'ensemble des résultats obtenus sous ANSYS CFX est cohérent avec les phénomènes physiques attendus dans un compresseur transsonique, confirmant la fiabilité de l'approche numérique pour l'étude du NASA Stage 37.

Cette étude prolonge les travaux antérieurs consacrés à la modélisation et à l'analyse des performances du compresseur axial transsonique de type NASA Stage 37. L'objectif est d'évaluer dans quelle mesure le choix du modèle thermodynamique affecte les performances prédites, notamment dans les régions critiques comme le rotor transsonique où les gradients de pression et de température sont élevés. Ainsi, cette étude contribue à une meilleure compréhension des capacités et des limites des approches numériques appliquées au compresseur NASA Stage 37.

Bibliographie

- [1] S. L. Dixon and C. A. Hall, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 7th ed. Amsterdam, The Netherlands: Elsevier, 2014.
- [2] R. H. Aungier, *Axial-Flow Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*. New York, NY, USA: ASME Press, 2003.
- [3] K. L. Suder, "Blockage Development in a Transonic, Axial Compressor Rotor," *Journal of Turbomachinery*, vol. 120, no. 3, pp. 465–476, July 1998.
- [4] L. Reid and R. D. Moore, "Design and Overall Performance of Four Highly-Loaded, High Speed Inlet Stages for an Advanced, High Pressure Ratio Core Compressor," NASA Technical Paper **NASA TP-1337**, 1978.
- [5] A. Stodola, *Die Dampfturbinen*. Berlin, Germany: Springer, 1903.
- [6] F. Whittle, "Improvements relating to the propulsion of aircraft," British Patent No. 347,206, 1930.
- [7] N. A. Cumpsty, *Compressor Aerodynamics*, 2nd ed. Krieger Publishing Company, 2004.
- [8] T. W. Ward and J. P. Virtue, "Casing treatment for a gas turbine engine reducing blade tip clearance," European Patent EP2230387A2, Sep. 22, 2010
- [9] R. L. Davis et al., "Outer drum rotor assembly for a gas turbine engine," U.S. Patent US11085309B2, Aug. 10, 2021
- [10] Rolls-Royce, "The Trent XWB engine," Rolls-Royce Group, Tech. Rep., 2018.
- [11] R. R. Boyer, "An Overview on the Use of Titanium in the Aerospace Industry," *Mater. Sci. Eng. A*, vol. 213, no. 1-2, pp. 103-114, Aug. 1996. doi: 10.1016/0921-5093(96)10233-1
- [12] D. M. Liu, "Ceramic Matrix Composites for Gas Turbine Engine Applications," in *Proc. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conf. & Exposition*, Seoul, South Korea, Jun. 2016, Paper GT2016-57055
- [13] CFM International, *LEAP Engine: The Power of Innovation*, Tech. Rep. CFM-LEAP-2016, 2016.
- [14] J. C. Cante, "The F119-PW-100 engine and the F-22 Raptor," in **Proc. 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conf. & Exhibit**, Tucson, AZ, USA, Jul. 2005, Paper AIAA-2005-3599
- [15] GE News, "GE's LM6000-PF joins LMS100 aeroderivative gas turbine in ecomagination product portfolio," GE News, Apr. 13, 2010. GE News, "GE's LM6000-PF joins LMS100 aeroderivative gas turbine in ecomagination product portfolio," GE News, Apr. 13, 2010.

- [16] Sundyne, "LNG compressors – LNG centrifugal compressors," *Sundyne*, Technical Product Documentation.
- [17] H. Krapf and R. Stephens, "Gas turbines for blast-furnace blowing," presented at the ASME 1958 Gas Turbine Power Conference and Exhibit, 1958, Paper 58-GTP-14, doi: 10.1115/58-gtp-14.
- [18] J. D. Denton, "The use of computational fluid dynamics in the development of gas turbine engines," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part A: J. Power Energy*, vol. 215, no. 6, pp. 631–646, 2001, doi: 10.1243/0957650011534524.
- [19] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 3rd ed. Boston, MA, USA: Gulf Professional Publishing, 2006.
- [20] J. F. Groen, "Distortion tolerance of a modern high pressure compressor," M.S. thesis, Dept. Aerosp. Eng., Delft Univ. Technol., Delft, Netherlands, 2014.
- [21] H. Rechter, W. Steinert, and K. Lehmann, "Comparison of controlled diffusion airfoils with conventional NACA 65 airfoils developed for stator blade application in a multistage axial compressor," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 107, no. 2, pp. 494–498, Apr. 1985, doi: 10.1115/1.3239758.
- [22] C. Hah, "A three-dimensional analysis of the flow in a high-speed axial compressor with tip clearance," in *Proc. ASME Turbo Expo 1993*, Cincinnati, OH, USA, May 1993, Paper 93-GT-219, doi: 10.1115/93-GT-219.
- [23] H. Rechter, W. Steinert, and K. Lehmann, "Comparison of controlled diffusion airfoils with conventional NACA 65 airfoils developed for stator blade application in a multistage axial compressor," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 107, no. 2, pp. 494–498, Apr. 1985, doi: 10.1115/1.3239758.
- [24] ANSYS Inc., *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. Canonsburg, PA, USA: ANSYS Inc., 2020.
- [25] F. R. Menter, "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications," *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, Aug. 1994, doi: 10.2514/3.12149.
- [26] P. R. Spalart and S. R. Allmaras, "A one-equation turbulence model for aerodynamic flows," in *Proc. 30th AIAA Aerospace Sci. Meeting & Exhibit*, Reno, NV, USA, Jan. 1992, Paper AIAA-1992-0439, doi: 10.2514/6.1992-439.

[27] R. A. Delaney, "CFD validation of a transonic compressor stage using experimental data from the NASA Stage 37," in *Proc. ASME Turbo Expo 1995*, Houston, TX, USA, Jun. 1995, Paper 95-GT-187, doi: 10.1115/95-GT-187.

[29] M. Aguil, "Simulation numérique des écoulements internes dans le compresseur axial NASA Stage 37," Mémoire de fin d'études, Université Ain Témouchent Belhadj Bouchaïb, Ain Témouchent, Algérie, 2026.