

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

**UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA A BOUMERDES**



Faculté des **Hydrocarbures** et de la **Chimie**

## **Thèse de Doctorat**

Présentée par

**SAHNOUNE Khaled**

Filière : **Génie Mécanique**

Option : **Fiabilité et Maintenance Industrielle**

---

**Intitulé de la thèse**  
**Contribution à l'étude d'une Turbine Axiale**  
**Hydraulique par une Approche Multi-Physiques**

---

**Devant le jury :**

Mr.	Gaceb	Mohamed	Professeur	UMBB	Président
Mr.	Azzi	Abdelwahid	Professeur	USTHB	Examineur
Mr.	Hadjadj	Ahmed	Professeur	Univ. Adrar	Examineur
Mr.	Abdelbaki	Noureddine	Professeur	Univ. Bouira	Examineur
Mr.	Lounici	Mohand Saïd	Professeur	UMBB	Examineur
Mr.	Benbrik	Abderrahmane	Professeur	UMBB	Rapporteur

Année Universitaire : 2020/2021

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ  
"وَمَا بِكُمْ مِّنْ نَّعْمَةٍ فَمِنَ اللَّهِ"

## *À la mémoire de mon père*

Ce travail est dédié à ma chère mère, source de mon inspiration dans la vie.

À Ma femme, à mes enfants.

À mes frères et sœurs.

À tous mes amis.

# *REMERCIEMENTS*

En premier lieu, je remercie Dieu de tout Puissant de m'avoir donné le courage et la force pour accomplir ce travail.

Mes premiers remerciements s'adressent à mon directeur de thèse : Monsieur **Abderrahmane BENBRIK**, Professeur à l'UMBB pour sa très grande disponibilité, sa gentillesse et son dynamisme pendant toute cette période. Au-delà de ses qualités humaines rares et très appréciables, il a su me placer dans les conditions idéales pour réaliser ma thèse. Travailler avec lui fut un immense plaisir.

J'adresse également mes sincères remerciements à Monsieur le Professeur **Mohamed Gaceb** qui m'a honoré en acceptant d'être président de ce jury, ainsi qu'à Messieurs les Professeurs **Abdelwahid AZZI** de l'USTHB, **Ahmed HADJADJ** de l'université d'Adrar, **Noureddine Abdelbaki** de l'université de Bouira et **Mohand Said LOUNICI** de l'UMBB d'avoir accepté la fastidieuse tâche d'être examinateur.

Mes vifs remerciements vont aux Collègues : **Moderres Mourad**, Docteur à l'USTHB et **Khelifi Touhami Mohamed Salah et Bettayeb Mourad** de l'Université de Boumerdès qui m'ont vraiment aidé pour mener à bien ce travail.

Je remercie chaleureusement tous les autres membres du Laboratoire de **Fiabilité des équipements pétroliers et des matériaux**.

## Résumé

Ce travail est une étude multidisciplinaire d'une turbine hydraulique axiale, utilisée dans le domaine de forage de puits des hydrocarbures. Afin d'avoir une meilleure caractérisation des performances de ce type d'équipement, on s'appuie sur une approche multi-physique qui fait participer plusieurs domaines de la mécanique notamment la mécanique des fluides, la mécanique des structures et leurs interactions communes. Pour réussir notre tâche de recherche, on utilise le programme de simulation : « ANSYS MULTI-PHYSICS ». Afin de valider notre approche, on effectue une comparaison entre nos résultats numériques et les résultats expérimentaux, d'un modèle spécifique de turbine de forage. Il a été démontré que le débit et la masse volumique ont une influence très importante sur le fonctionnement de ces machines, Par contre, l'effet de la viscosité est peu significatif. Les conditions opératoires ont des effets faibles sur l'intensité des contraintes sur les aubes de la turboforeuse, qui restent dominé par la pression de la boue de forage.

**Mots clés :** Turbine, CFD, Turbulence, aubes, boue de forage.

## Abstract

This work is a multidisciplinary study of a hydraulic axial turbine, used in the field of drilling hydrocarbons. In order to have a better characterization of the performance of this type of equipment, we rely on a multi-physics approach that involves several areas of mechanics including fluid mechanics and structural mechanics and their common interactions. To achieve our research task, we use the simulation program: "ANSYS MULTI-PHYSICS". In order to validate our approach, a comparison between our numerical results and the experimental results of a specific drilling turbine model is carried out. It has been shown that the flow rate and density have a very important influence on the operation of these machines. On the other hand, the effect of the viscosity is not very significant. The operating conditions have weak effects on the stress intensity on the turbodrill blades, which remains dominated by the drilling mud pressure.

**Key words:** Turbine, CFD, Turbulence, blades, drilling mud.

## ملخص

هذا العمل عبارة عن دراسة متعددة التخصصات لتوربينة محورية هيدروليكية، تستخدم في مجال حفر آبار المحروقات. من أجل الحصول على توصيف أفضل لأداء هذا النوع من المعدات نعتمد على نهج متعدد الفيزياء الذي ينطوي على عدة مجالات من الميكانيكا بما في ذلك ميكانيكا السوائل والميكانيكا الهيكلية وتفاعلاتها المشتركة، لتحقيق النجاح في مهمتنا البحثية، نستخدم برنامج المحاكاة: " ANSYS MULTI-PHYSICS". و من أجل التحقق من صحة نهجنا الرقمي، قمنا بمقارنة بين نتائجنا العددية والنتائج التجريبية لنموذج بعينه من توربينات الحفر. وقد تبين أن التدفق والكثافة لهما تأثير مهم جدا على تشغيل هذه الآلات، من ناحية أخرى، فإن تأثير اللزوجة ليس كبيرا جدا. ظروف التشغيل لها آثار ضعيفة على شدة الاجهادات على ريش توربينة الحفر، التي يهيمن عليها ضغط سائل الحفر.

**الكلمات المفتاحية:** التوربينات، السريان المضطرب، المحاكاة العددية، ريش التوربينة، سائل الحفر.

# Production scientifique de la thèse

## 1. Publications scientifiques

- ❖ **Khaled Sahnoune**; Abderrahmane Benbrik; Ahmed S. Mansour; Rekik, Oussama. *"Flow simulation and performance analysis of a drilling turbine". J. Eng. Res. 2020, 8, 255–270*
- ❖ Abderrahmane Benbrik, Mohammed Cherifi, **Khaled Sahnoune**, Siham Laouar-Meftah, and Mourad Moderres. *"Volumetric gas radiation effects on double-diffusive mixed convection". AIP Conference Proceedings 2293, 420008 (2020)*
- ❖ **Khaled Sahnoune**, Abderrahmane Benbrik, Ahmed S. Mansour, Mourad Moderres. *"Influence of the flow characteristics and Mud physical properties on the performance of a drilling turbine". Petroleum and coal, Vol. 63 issue 3,(2021).*

## 2. Communications internationales

- ❖ **Khaled Sahnoune**, A. Benbrik, A. S. Mansour, O. Rekik : *"Flow simulation inside an axial downhole turbine". International conference on advanced mechanics and renewable energies, ICAMRE 2018, Boumedes, Novembre 2018.*
- ❖ **Khaled Sahnoune**, A. Benbrik: *"simulation de l'écoulement dans une turboforeuse". 8 th International symposium on hydrocarbons and chemistry ISHC 8 , Boumedes , 8-10 April 2019*

## Nomenclature

### ***Symboles en latin***

	Unité
U : vitesse du rotor	m/s
$C_x$ : composante axiale de la vitesse absolue	m/s
$C_u$ : composante tangentielle de la vitesse absolue	m/s
$C_m$ : composante méridionale de la vitesse absolue	m/s
$\vec{C}$ : vitesse absolue	m/s
$\vec{W}$ : Vitesse relative	m/s
$U_i$ : Vitesse moyenne locale du fluide	m/s
$u_i$ : vitesse de fluctuation locale du fluide	m/s
$W_i$ : Vitesse moyenne locale relative du fluide	m/s
p : pression locale du fluide	Pa
$S_{ij}$ : tenseur de taux de déformations moyen	Sans unité
H : chute de pression	m
k: Energie de turbulence	J/Kg
$\Delta P_{stage}$ : Perte de charge totale d'un étage	Pa
$\Delta p_{stage}$ : Perte de charge statique d'un étage	Pa
$\Delta p_{rotor}$ : Perte de charge statique d'un rotor	Pa
$\dot{m}$ : débit massique de la boue	Kg/s
Re : nombre de Reynolds	Sans unité
T : Couple	N.m
$P_H$ : Puissance hydraulique	Watt
R : degré de réaction du stade	Sans unité
$r_m$ : rayon moyen de la roue	m

### ***Symboles grecques***

$\rho$ : Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>
$\phi$ : coefficient de débit	Sans unité
$\Psi$ : coefficient de charge	
$\eta$ : Rendement hydraulique	Sans unité
$\sigma_{ij}$ : coefficient de contraintes	MPa
$\varepsilon_{ij}$ : coefficient de déformations	Sans unité
$\varepsilon$ : taux de dissipation turbulente.	m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>
$\mu$ : viscosité dynamique	Pa.s
$\mu_t$ : viscosité turbulente	Pa.s
$\lambda$ : coefficient de compressibilité	Sans unité
$\Omega$ : vitesse de rotation	rad/s
$\alpha_i$ : angles absolus	rad
$\beta_i$ : angles relatifs	rad

# Table des matières

<b>Introduction générale</b> .....	<b>1</b>
<b>Chapitre 1 : Généralités et étude bibliographique</b> .....	<b>4</b>
<b>1.1. Historique des Turboforeuses</b> .....	<b>4</b>
<b>1.2. Principales applications des turboforeuses</b> .....	<b>4</b>
<b>1.3. Modèles de turboforeuses</b> .....	<b>5</b>
<b>1.4. Les caractéristiques de la turboforeuse</b> .....	<b>5</b>
<b>1.5. Compositions d'une turboforeuse</b> .....	<b>6</b>
1.5.1. Section puissance (motrice).....	7
1.5.2 Section d'appui.....	11
<b>1.6. Propriétés de la boue et leurs effets sur les performances des Turboforeuses</b> .....	<b>11</b>
<b>1.7 Poids sur les outils</b> .....	<b>12</b>
<b>1.8. Caractéristiques principales de la turboforeuse considérée</b> .....	<b>13</b>
1.8.1 Données de conception.....	13
1.8.2 Données opératoires de la turboforeuse considéré : .....	14
<b>1.9 Etude bibliographique (état de l'art)</b> .....	<b>14</b>
<b>Chapitre 2 : Formulations mathématiques</b> .....	<b>17</b>
<b>2.1 Introduction à l'analyse multi physique</b> .....	<b>17</b>
2.1.1 Méthodologie de l'approche multi physique .....	18
2.1.2 Modèles mathématiques du couplage multi physique .....	19
<b>2.2 Couplage multi physique</b> .....	<b>19</b>
<b>2.3. Choix de l'approche multi physique</b> .....	<b>20</b>
<b>2.4 Généralité sur les turbomachines axiales</b> .....	<b>22</b>
2.4.1 Introduction .....	22
2.4.2. Équation d'Euler .....	23
2.4.3 Conception préliminaire de turboforeuse.....	24
<b>2.5 Modélisation de l'écoulement dans une turbine axiale</b> .....	<b>29</b>
2.5.1 Introduction .....	29
2.5.2 Les équations gouvernantes .....	29
2.5.3 Approche du référentiel mobile .....	30
<b>2.6 Modélisation de la Turbulence</b> .....	<b>31</b>
2.6.1 Introduction .....	31
2.6.2. L'approche de Reynolds pour l'écriture des équations de Navier-Stokes .....	31
2.6.3 Modèles de turbulence.....	33
2.6.4 Les modèles de turbulence à deux équations .....	33
2.6.5 Traitement de la zone proche de la paroi .....	35
<b>2.7 Calcul de Structure</b> .....	<b>36</b>
2.7.1 Présentation.....	36
2.7.2 Estimation des contraintes.....	37
2.7.3 Equations de la Mécanique des structures.....	37
2.7.4 Equation de Lamé-Navier .....	38
<b>2.8 Interaction fluide structure</b> .....	<b>38</b>
<b>Chapitre 3 : Méthodologie de Simulation</b> .....	<b>40</b>
<b>3.1 Introduction</b> .....	<b>40</b>

<b>3.2 Structure du code ANSYS CFX</b> .....	<b>40</b>
3.2.1 CFX BladeGen.....	41
3.2.2 CFX-TurboGrid .....	42
3.2.3 CFX-Pre.....	42
3.2.4 CFX-Solver.....	43
3.2.5 CFX-Post.....	44
<b>3.3 Modules de calcul numérique</b> .....	<b>45</b>
3.3.1 Introduction .....	45
3.3.2 Méthodes des volumes finies.....	45
3.3.3 Modélisation structure mécanique (MEF) .....	46
3.3.4 Adaptation du maillage pour le problème de l'interaction fluide-structure.....	46
<b>3.4 Géométrie d'un étage de turbine</b> .....	<b>47</b>
<b>3.5 Maillage d'aubes de turbine</b> .....	<b>48</b>
3.5.1 Introduction .....	48
3.5.2 Topologie de maillage .....	48
3.5.3 Génération de maillage .....	49
<b>3.6 Interfaces et conditions aux limites</b> .....	<b>51</b>
3.6.1 Interfaces.....	51
3.6.2 Conditions aux limites.....	52
<b>3.7 Propriétés physiques de la boue</b> .....	<b>52</b>
<b>3.8 Rugosité des parois</b> .....	<b>53</b>
<b>3.9 Paramètres du solveur</b> .....	<b>53</b>
<b>3.10 Traitement de l'interaction entre le rotor et le stator</b> .....	<b>54</b>
3.10.1 Introduction.....	54
3.10.2 Approche du rotor figé .....	55
3.10.3 Approche du Plan de mélange .....	55
<b>3.12 Sensibilité de la solution au maillage</b> .....	<b>56</b>
<b>3.13 Choix du modèle de turbulence</b> .....	<b>57</b>
<b>3.14 Méthodologie de la simulation</b> .....	<b>58</b>
<b>Chapitre 4 : Validation de l'approche numérique</b> .....	<b>59</b>
<b>4.1 Résultats et validation de la simulation CFD</b> .....	<b>59</b>
4.1.1 Validation du modèle numérique .....	59
4.1.2 Courbe de rendement hydraulique .....	61
4.1.3 Degré de réaction de l'étage.....	62
<b>4.2 Résultats de champs d'écoulement</b> .....	<b>63</b>
<b>4.3 Champs d'écoulement en condition de puissance optimale</b> .....	<b>66</b>
<b>4.4 Conclusion</b> .....	<b>69</b>
<b>Chapitre 5 : Etude paramétrique</b> .....	<b>71</b>
<b>5.1 Introduction</b> .....	<b>71</b>
<b>5.2 Méthodologie</b> .....	<b>71</b>
<b>5.3 Influence du débit sur la puissance et le couple générés</b> .....	<b>72</b>
5.3.1 Courbes de puissance et de couple.....	72
5.3.2 Comparaison entre simulation et valeurs expérimentales (Validation) .....	74
5.3.3 Présentation de champs d'écoulement.....	74
5.3.4 Profils de vitesse et pression .....	77
<b>5.4 Effets de la masse volumique de la boue</b> .....	<b>79</b>
5.4.1 Courbes de puissance et de couple.....	79
5.4.2 Influence de la masse volumique de la boue sur les champs d'écoulement .....	81
5.4.3 Profils de vitesse et de pression .....	84

<b>5.5 Effets de la viscosité.....</b>	<b>85</b>
5.5.1 Courbes de puissance et de couple.....	85
5.5.2 Influence de la viscosité sur la puissance et le couple maximum. ....	86
<b>5.6 Conclusion.....</b>	<b>87</b>
<b>Chapitre 6 : Analyses des contraintes .....</b>	<b>88</b>
<b>6.1 Introduction .....</b>	<b>88</b>
<b>6.2 Contraintes exercées sur les aubes de turbine axiale .....</b>	<b>88</b>
6.2.1 Contrainte de traction centrifuge .....	88
6.2.2 Contrainte normale de flexion du fluide .....	89
<b>6.3 Méthodologie de la simulation mécanique .....</b>	<b>89</b>
<b>6.4 Propriétés du matériau et choix du critère de résistance .....</b>	<b>90</b>
<b>6.5 Géométrie et maillage.....</b>	<b>91</b>
6.5.1 Géométrie.....	91
6.5.2 Discrétisation et maillage.....	92
6.5.3 Conditions aux limites.....	93
6.5.4 Etude de sensibilité de maillage.....	96
<b>6.7 Résultats et discussions .....</b>	<b>97</b>
6.7.1 Distribution des contraintes et des déformations.....	97
6.7.2 Influence de la vitesse de rotation sur la distribution de contraintes.....	102
6.7.3 Influence du débit sur la distribution des contraintes et déformations.....	105
6.7.4 Influence de la masse volumique sur la distribution de contrainte et déformation .....	107
<b>6.8 Conclusion.....</b>	<b>109</b>
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>110</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>112</b>

## Introduction générale

Les turboforeuses sont utilisées dans l'industrie des hydrocarbures depuis presque un siècle. La nécessité d'un tel équipement a augmenté ces dernières années à cause de l'épuisement de la majorité des gisements qui ont généralement une profondeur moyenne. Ce qui est très évident dans la situation de l'Algérie pour plusieurs gisements majeurs dont les réserves sont en déclin depuis un certain temps.

Pour remédier à ce problème, les recherches de réservoirs d'hydrocarbures rentables économiquement à des profondeurs plus grandes, tout en développant de nouvelles techniques de forage innovatrices, sont devenues une nécessité. Néanmoins, le forage de puits profonds fait face à plusieurs défis tels que :

- Des formations rocheuses plus dures.
- Températures et pressions élevés.
- Coûts des opérations très importants.

L'avantage des turboforeuses, dans ces conditions opératoires difficiles, est d'assurer une grande flexibilité de fonctionnement du fait de sa compatibilité avec plusieurs types d'outils de forage. En effet, leur utilisation permet d'exploiter une large zone du gisement, à partir d'un seul puits en utilisant la technique du forage dirigé. Ceci permet d'avoir une production largement supérieure au système de forage traditionnel.

Les aubes représentent le cœur battant de notre turbine de forage. Les technologies de conception et de fabrication de ces pièces ne cessent d'évoluer afin d'améliorer leur rendement, fiabilité, et longévité

L'expérimentation a été le moyen le plus utilisé pour la conception et l'analyse des performances des turbines hydrauliques. Elle demeure le moyen idéal pour étudier ce type d'équipement, car il peut tester les conditions proches de son fonctionnement réel. De plus, cette approche a fait ses preuves depuis des décennies et a permis un développement considérable de tous les types de turbomachines. Cependant, ce n'est pas l'approche la plus abordable. En effet, les coûts de conception et des essais expérimentaux répétitifs des prototypes de turbines, se traduisent par une augmentation considérable du coût de fabrication final, sans oublier les multiples tests effectués sur chantier pour améliorer les conditions de fonctionnement (tuning).

La simulation numérique peut être une alternative très prometteuse, et peu coûteuse par rapport à l'approche de prototypage expérimental. Elle peut aussi contribuer à réduire considérablement les frais de conception, d'analyse et de fabrication, tout en permettant une grande facilité et flexibilité pour opérer des changements géométriques à des délais raisonnables.

Néanmoins, l'obstacle majeur à cette approche est le manque de précision de la description mathématique du phénomène physique, qui conduit à l'incapacité à prédire les caractéristiques des écoulements et les performances des turbines hydrauliques. Ce qui a largement handicapé le développement de cette approche pendant longtemps. Les méthodes numériques se basant sur une description purement hydrodynamique du fonctionnement des turbines se sont avérées incapables de capter la complexité de ce qui se passe à l'intérieure de ces machines lors de leur fonctionnement.

Donc il est devenu nécessaire et indispensable de présenter une modélisation du fonctionnement des turbines en prenant en considération tous les phénomènes physiques qui interviennent lors de l'opération de forage. Ces phénomènes physiques, en plus de leurs influences directes sur la géométrie de la machine, interagissent entre eux. Ainsi, l'amélioration des performances aérodynamiques de la turbine est étroitement liée à la condition de la tenue mécanique.

On propose, dans ce travail, d'appliquer une approche totalement numérique basée sur des couplages Multi-Physiques, et ce afin d'étudier et d'analyser les performances des turboforeuses dans deux domaines physiques, ayant une grande importance dans leur fonctionnement, à savoir :

- L'écoulement (aérodynamique)
- La mécanique des structures (analyse des contraintes et des déformations)

Les objectifs de ce travail sont les suivants :

- Validation de l'approche numérique utilisée, en comparant les résultats obtenus aux données expérimentales disponibles dans la littérature.
- Procéder à une analyse détaillée des performances de la turboforeuse, en fonction des paramètres opératoires.
- Effectuer une analyse mécanique des contraintes dans le domaine solide de la turbine, basée sur l'interaction fluide-structure.

Le manuscrit de la thèse est composé de 6 chapitres :

Le premier est dédié à la description technique de la turboforeuse, son principe de fonctionnement, et son rôle dans l'opération de forage, ainsi qu'une synthèse des travaux de recherche concernant l'utilisation des outils de la simulation numérique pour étudier les performances et les phénomènes physiques présents.

Dans le deuxième chapitre, est présentée une revue de l'ensemble des principes et lois physiques utiles à notre démarche de recherche. Il sera également question de présenter les techniques d'analyse multiphysique, la théorie générale des turbomachines axiales et les équations d'écoulement avec la prise en compte de la modélisation de la turbulence. Et pour compléter la description des techniques utilisées, dans l'approche multidisciplinaire, on donne une brève description des équations d'équilibres des contraintes ainsi que le phénomène d'érosion. Dans les deux cas, on établit le lien entre ces deux phénomènes et l'écoulement du fluide à travers la turboforeuse.

Le chapitre 3, présente la méthodologie globale de la mise en œuvre de la simulation numérique, des phénomènes physiques d'intérêt pour notre turbine de forage et une brève description de l'outil informatique utilisé pour effectuer nos simulations (ANSYS 2020). Des choix judicieux doivent être faits afin d'assurer la fiabilité de notre approche, à savoir :

- Recréer fidèlement la géométrie de l'étage de la turbine considérée.
- Adopter un maillage précis qui permet d'obtenir des solutions numériques précises.
- Donner les propriétés physiques du fluide de forage et les conditions aux limites, en plus de divers ajustements pour assurer une bonne convergence des résultats.

Le chapitre 4 est consacré à la validation de notre modèle numérique de l'écoulement de la boue à travers un étage de la turbine. Les résultats obtenus sont comparés aux données expérimentales disponibles, en présentant l'analyse physique des courbes de performance et l'évolution des champs d'écoulement.

Dans le chapitre 5 est réalisée une étude paramétrique des performances de la turboforeuse (couple, puissance). Il sera tenu compte des trois variables clés qui ont plus d'influences sur le fonctionnement de notre machine, à savoir : le débit massique et la masse volumique de la boue de forage, ainsi que sa viscosité. Cette partie permet de retranscrire les courbes de performance fournis par le constructeur de l'équipement, tout en ayant la possibilité d'explorer ses performances dans une plage de fonctionnement plus étendue.

Dans le chapitre 6, est présentée l'étude de la distribution des contraintes et des déformations géométriques dues à l'action du fluide sur les aubes de la turbine. Ceci permettra de vérifier l'intégrité de sa structure sous l'effet des différentes charges de fonctionnement.

Enfin, une conclusion qui synthétise les principaux résultats obtenus par notre étude avec des perspectives d'avenir de travaux de recherche dans le domaine en question.

## **Chapitre 1 : Généralités et étude bibliographique**

### **1.1. Historique des Turboforeuses**

La Turboforeuse est un moteur hydraulique utilisé pour le forage des puits verticaux ou horizontaux du pétrole et du gaz. Elle convertit l'énergie contenue dans le fluide hydraulique (boue), sous forme de pression et de débit, en énergie mécanique (mouvement de rotation). Cette conversion a lieu dans les étages de la turbine (rotor et stator), situés dans la section motrice[1].

L'énergie emmagasinée dans le fluide hydraulique est convertie en vitesse de rotation et en couple. La vitesse de rotation de la turbine est proportionnelle au débit du fluide hydraulique. Le couple est une fonction du débit du fluide hydraulique, de sa masse volumique et du nombre des étages de la turbine.

En 1873, un Américain, C. G. Cross, a publié le premier brevet lié à un moteur à turbine de fond pour faire tourner le trépan de forage au bout d'un train de tiges avec une puissance hydraulique. Ce concept de forage a été conçu près de 30 ans avant que le forage rotary a été introduit dans les puits de forage pétroliers [1].

En 1924, les premières applications pratiques du concept de moteur de fond sont venues quand les ingénieurs aux Etats-Unis et l'Union soviétique ont commencé à concevoir, fabriquer et tester les moteurs à turbine de fond sur le terrain. Les efforts se sont poursuivis aux États-Unis, l'Union soviétique et ailleurs en Europe, à développer un moteur à turbine industrielle de fond fiable, qui fonctionnerait avec la boue de forage. Mais, tous les efforts se sont avérés vains.

En 1934, un nouvel effort a été lancé en Union Soviétique pour développer un moteur à turbine de fond à plusieurs étages, ce nouvel effort de développement a connu une réussite et a marqué le début de l'utilisation industrielle du moteur à turbine de fond. L'Union soviétique a poursuivi le développement du moteur à turbine de fond et utilise la technologie pour forer la majorité de ses puits de pétrole et de gaz. Au cours des années 50 l'Union soviétique forait près de 80% de ses puits à l'aide des moteurs à turbine de fond en utilisant à la surface des pompes à boue de forage ou d'eau douce pour fournir la puissance hydraulique.

### **1.2. Principales applications des turboforeuses**

Il existe des configurations personnalisées pour chaque application :

- Utilisation pour les Puits verticaux : turboforage de haute performance ;
- Utilisation pour les puits déviés : Turboforage directionnel et horizontal ;
- Utilisation pour les puits de petits diamètres (Through-tubing turbodrilling ).

### 1.3. Modèles de turboforeuses

La section motrice de la turbine comporte plusieurs étages de rotors et de stators dont le nombre varie de 75 jusqu'à 300. Pour une géométrie de base du moteur avec un débit donné, une augmentation du nombre d'étages du moteur se traduit par une augmentation de couple et une augmentation de la puissance de la turbine. Cette amélioration du rendement est toutefois accompagnée d'une augmentation de la pression différentielle à travers la section motrice[2].

Tableau 1.1 Modèles de turboforeuses

Modèle de Turboforeuse	Nombre d'étage	Vitesse de rotation (Rpm)	Couple (Ft.lbs)	Pression (PSI)	Puissance (kW)
T1-MK2	75	1000	745	1000	142
<b>TSH-MK2</b>	<b>100</b>	<b>1000</b>	<b>961</b>	<b>1230</b>	<b>183</b>
T1-MK1	86	1172	670	1100	149
T2-MK1	172	1172	1255	1800	280

### 1.4. Les caractéristiques de la turboforeuse

- Le couple et la vitesse de rotation sont inversement proportionnels (le RPM augmente avec la diminution du couple et vice versa).
- La vitesse de rotation est directement proportionnelle au débit (à couple constant).
- Le couple est une fonction du :
  - Débit.
  - La masse volumique de la boue.
  - L'angle de l'aube.
  - Le nombre d'étages.
  - Le poids sur le trépan.
- La puissance de sortie optimale a lieu lorsque les paliers de butée sont équilibrés.
- Off Bottom « le trépan ne touche pas le fond » la vitesse de rotation est maximale et le couple égal à zéro.
- On Bottom « le trépan posé sur le fond » et juste au décrochage, la turbine atteint un couple maximal et la vitesse de rotation est nulle (zéro).
- Une performance optimale est atteinte à la moitié du couple de décrochage et à la moitié de la vitesse d'emballement, la turbine produit alors une puissance maximale.

## 1.5. Compositions d'une turboforeuse

Une turboforeuse (figure 1.1) est constituée d'une :

- Section puissance (motrice) composée de plusieurs étages :
  - Un étage est constitué d'un rotor et stator de profil identique.
  - Les stators sont stationnaires, fixés au corps de la turbine, et pousse le fluide de forage vers les rotors.
  - Les rotors sont fixés à l'arbre de transmission, et comme les rotors sont forcés à tourner, l'arbre de transmission est aussi forcé à tourner, et entraîne la rotation de l'outil.
- Section d'appui (« Bearing section »).
- Un arbre de transmission pour faire tourner l'outil.

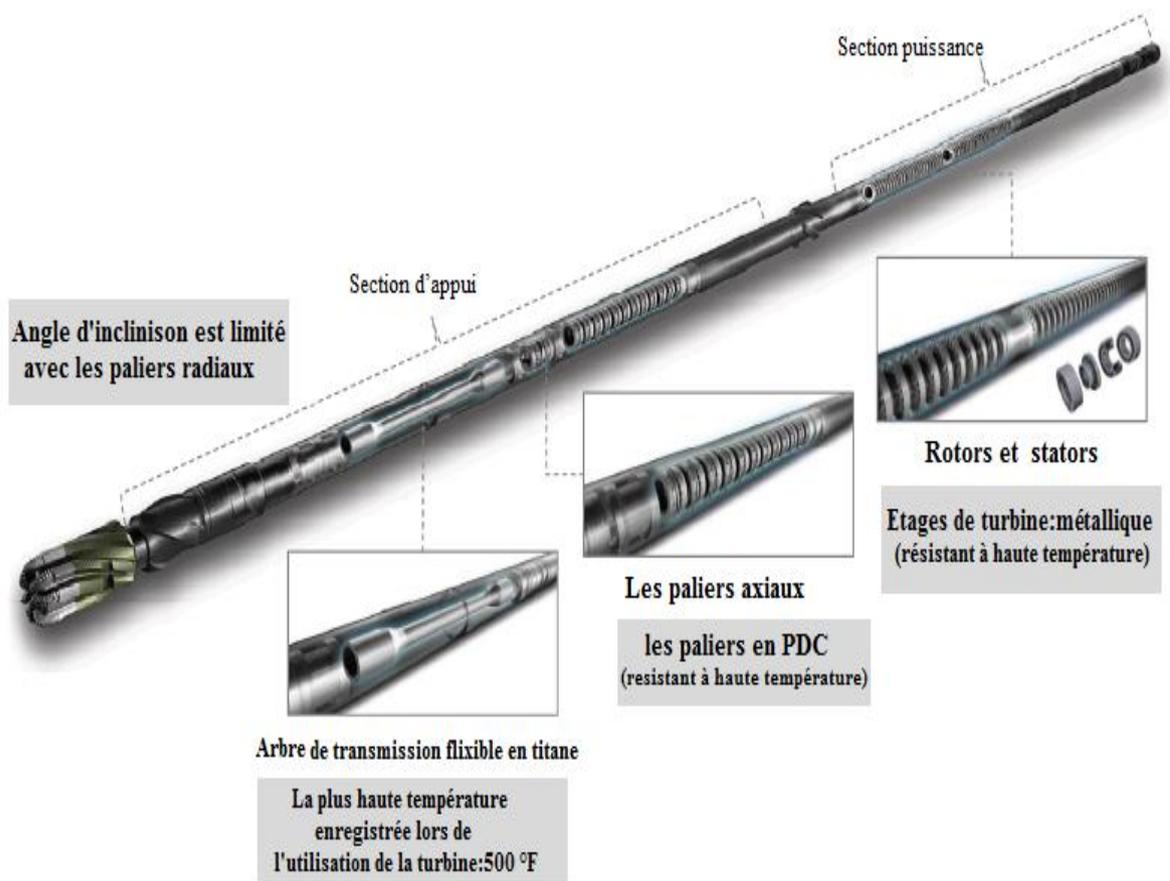


Figure 1.1: Vue réelle d'une turboforeuse (outil de forage) avec ses sous-ensembles.

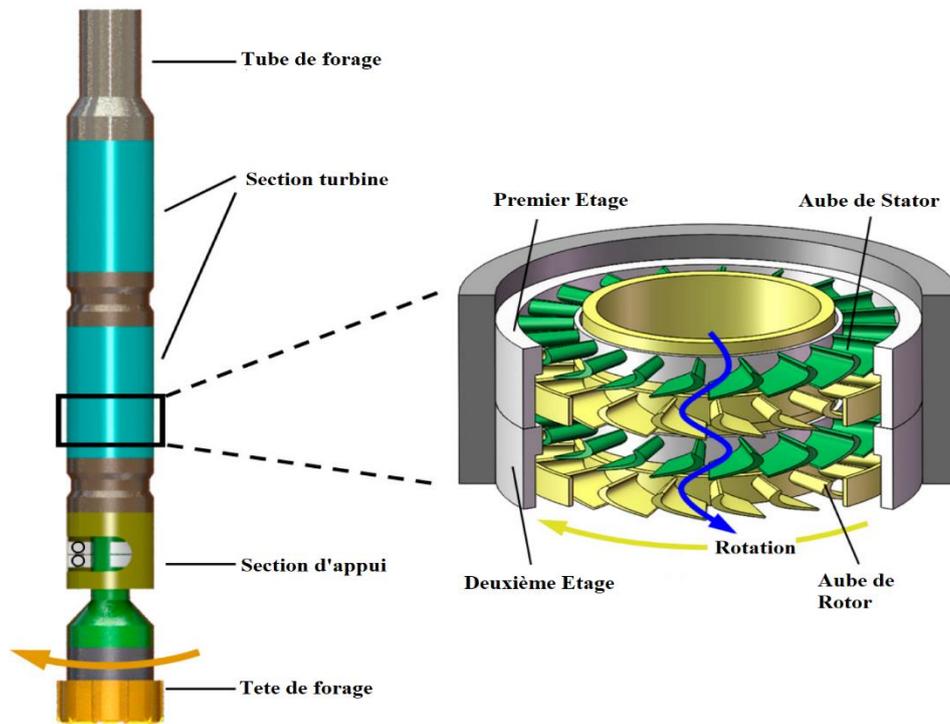


Figure 1.2 : schéma descriptif d'une turboforeuse avec son principe de fonctionnement

### 1.5.1. Section puissance (motrice)

Une turbine de forage possède une ou plusieurs sections motrices, selon les exigences de puissance. Toutes les sections sont composées d'un grand nombre d'étages de turbine, (typiquement 75 à 125 par section).

#### L'étage de turboforeuse

L'étage de turbine est la machine de base de conversion de l'énergie dans une Turboforeuse[3] comme on peut voir sur la figure 1.3. Ils sont empilés les uns sur les autres dans la section motrice. La somme des puissances délivrées par tous les étages qui composent une turbine est égale à la puissance de la turbine elle-même. La puissance fournie par la turbine peut donc être modifiée en changeant le nombre d'étages incorporés. Ceci signifie qu'en augmentant le nombre d'étage, la capacité de la turbine augmente. Cependant, en réalité, ceci augmentera l'énergie hydraulique exigée par la Turboforeuse pour délivrer une telle puissance.



Figure 1.3: Image réelle d'un étage de turboforeuse

Un étage de turbine est composé de :

- **Stator :**

Il est pressé de manière très serrée et collé parfaitement à l'intérieur du corps de la turbine et ne peut pas tourner par rapport au corps. Ce serrage est très important. Si un stator pouvait tourner quand il reçoit un courant de fluide, il dissiperait l'énergie hydraulique contenu dans celui-ci. Le serrage prévient aussi les fuites de fluide entre le stator et le corps de la turbine le long de la paroi. Les fuites dissipent l'énergie hydraulique lorsqu'elles sont possibles.

La fonction du stator (voir figure 1.4) est de collecter le fluide entrant à l'étage, de diriger ce courant dans le rotor. Pour diriger le fluide dans le rotor, la direction de l'écoulement est changée d'axial à semi-radial exigé par le rotor pour forcer la rotation. L'efficacité du stator est déterminée par :

- Le degré auquel le courant axial est redirigé en un courant radial.
- L'ampleur à laquelle les conditions de l'écoulement optimales sont rétablies dans le courant de décharge du rotor.
- L'importance des turbulences de sillage auto générées en aval dès l'aube du rotor.



Figure 1.4: Stator d'un étage d'une turboforeuse

- **Rotor**

Il est fixé à l'arbre de rotation de la turbine. Il reçoit l'écoulement de fluide en direction oblique (semi - radial) sortant du stator, ce qui donne un mouvement de rotation à l'arbre de la turbine. Les rotors (en dehors du rotor du dernier l'étage) déchargent le fluide directement à l'entrée du stator de l'étage suivant (figure 1.5).



Figure 1.5 : Rotor d'un étage d'une turboforeuse

- **Principe de fonctionnement**

À première vue, les aubes des rotors et stators peuvent paraître très semblables. Tous les deux ont un arrangement d'aubes, disposées radialement autour de l'axe vertical de la turboforeuse (figure 1.2). Cette similitude suggère un fonctionnement semblable des deux, mais il n'en est rien en réalité. Le profil de l'aube du stator est conçu pour réduire les turbulences de l'écoulement. L'efficacité globale de la turbine s'améliore de manière significative avec la réduction des turbulences. Les aubes du stator changent aussi le sens d'écoulement indépendamment du fait qu'il soit laminaire ou turbulent de sorte à ce que l'écoulement sortant de chaque aube agisse tangentiellement au diamètre du rotor.

Dans le rotor, l'intention est de créer une force de portance, tout comme dans une aile d'avion cette force résulte des différences de pression entre le dessus et le dessous de l'aube[4]. Ces pressions poussent du côté inférieur de l'aube et tirent du côté supérieur et causent le mouvement de rotation autour du centre du rotor. Il y a toujours des turbulences à la sortie d'une aube.

Celles-ci sont appelées les turbulences de sillage. La turbulence de sillage du stator perturbe l'écoulement d'admission du rotor et celle du rotor perturbe l'écoulement d'admission du stator de l'étage suivant. La plus grande partie des recherches actuelles sur les aubes de turbine sont destinées à minimiser leurs turbulences de sillage.

L'importance de la force agissant sur les rotors est influencée par la forme des aubes et leur angle d'attaque par rapport à l'écoulement du fluide. L'angle d'attaque influence également la turbulence de sillage (figure 1.6), des angles d'attaques plus élevés produisent des effets de turbulences de sillage plus grand.

Les aubes de turbine, comme les ailes d'avion, peuvent décrocher. Le décrochage est une situation en laquelle des turbulences extrêmement élevées sont créées dans les rotors avec comme conséquence une importante chute de puissance. Le décrochage des aubes peut être provoqué par un angle d'attaque excessif ou par un débit de fluide trop faible pour un profil d'aube particulier.

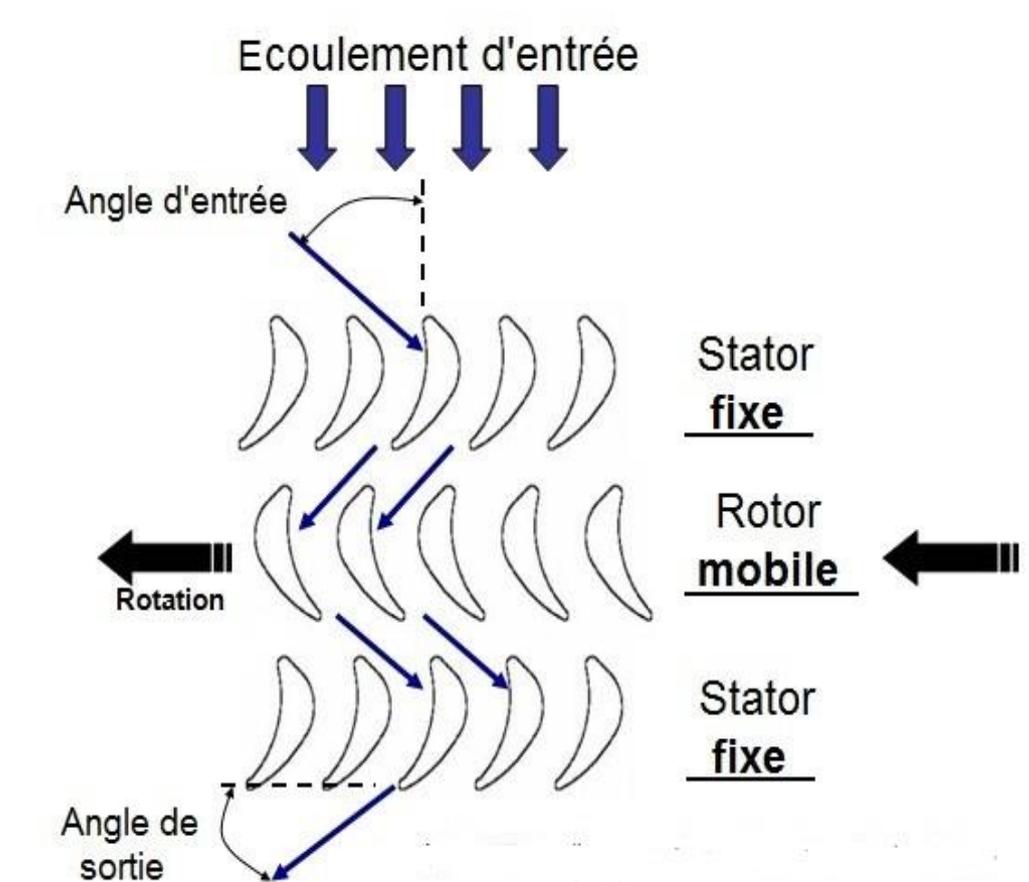


Figure 1.6: Les profils d'aube utilisée par la turboforeuse.

Les aubes plus fortement incurvées tolèrent des débits inférieurs sans décrochage mais tendent à créer de plus grandes turbulences de sillages. Au décrochage, la pression différentielle chute, les turbulences sont maximales et la puissance fournie est sensiblement réduite[5]. Le profil des aubes choisi doit éviter le décrochage dans les débits de l'intervalle de fonctionnement normal de la turbine.

### **1.5.2 Section d'appui**

Le flux hydraulique à haute pression dont la direction change à deux reprises dans chaque étage de turbine crée une très grande poussée qui exige un support. Les stators ont beaucoup plus de charge de poussée à supporter que les rotors[6], parce qu'une grande partie de la poussée hydraulique dans un rotor est employée comme énergie motrice pour provoquer la rotation de l'arbre de la turbine.

Comme les stators sont fixés au corps de la turbine, les forces de poussée sont complètement supportées et ne présentent pas des obstacles. La résultante radiale de la poussée hydraulique dans les stators est directement transférée au corps de la turbine, puis aux murs du puits via les stabilisateurs. La résultante axiale elle aussi, passe directement dans le corps et devient un complément au poids sur l'outil[1].

Bien qu'elles soient moins importantes, les forces de poussée sur les rotors sont plus difficiles à supporter en raison de la mobilité des rotors[7]. Le manque de support pour ces charges dans les rotors mènera à leur déplacement et provoquera des défaillances catastrophiques. Les supports des charges de poussée sur les rotors est un problème majeur lors de la conception d'une turbine.

## **1.6. Propriétés de la boue et leurs effets sur les performances des Turboforeuses**

- **Masse volumique de la boue et Turboforeuse**

Il n'y a pas de limite à la masse volumique de la boue qui peut être utilisée en conjonction avec une turboforeuse[8]. Le débit doit être réduit à mesure que la masse volumique augmente, pour éviter l'endommagement de la turbine. La puissance fournie varie en fonction de la masse volumique de la boue[1]. Pour une pression en tête donnée, la puissance délivrée diminue lorsque la masse volumique augmente, la relation entre les propriétés de la boue et les performances des turboforeuses seront détaillées au chapitre 5 de ce cette de thèse.

- **Viscosité de la boue et Turboforeuse**

Lorsque l'écoulement à travers une turboforeuse est complètement turbulent, on peut supposer que la chute de pression à travers l'outil serait indépendante de la viscosité de la boue[8, 9]. En pratique, la viscosité peut affecter de manière significative la chute de pression.

Des chutes de pression jusqu'à 15% plus élevées sont mesurées pour les boues à base d'huile les plus visqueuses que pour les boues à base d'eau les moins visqueuses.

- **Type de boue et Turboforeuse**

Tout type de boue peut être utilisé avec une turboforeuse. Comme certaines boues sont plus abrasives et / ou plus corrosives que d'autres, des paliers résistants à la corrosion / abrasion peuvent être requis pour l'utilisation en conjonction avec certaines boues.

- **Produit colmatant et Turboforeuse**

Comme avec tous les composants du train de tiges, les turboforeuses sont soumises à l'abrasion. La teneur en sable dans les fluides de forage doit être toujours contrôlée conformément aux pratiques standards de l'industrie.

- **Le soufre et son influence sur la turboforeuse**

L'endommagement des aubes et les autres composants de la turbine, par le soufre contenu dans les fluides de forage est moins important que pour la plupart des autres équipements de fond, et ne devrait présenter aucun problème de fonctionnement ou de longévité pour la turbine.

## **1.7 Poids sur les outils**

Lors du forage des formations dures, la vitesse de rotation élevée des turboforeuses produit des taux de pénétration élevés avec des poids sur l'outil relativement faibles. Le poids total autorisé sur l'outil est fonction de l'énergie hydraulique disponible; des niveaux plus élevés de l'énergie hydraulique permettent l'augmentation du WOB[1, 10]. En raison de la réduction du WOB exigé pour la turbine, le turboforage exige une garniture moins lourde que le forage rotationnel. De nombreux avantages découlent d'un WOB allégé :

- Réduction des temps de manœuvre,
- Capacité accrue pour la traction,
- Réduction de la détérioration des parois lors du forage,
- Réduction des frottements lors des manœuvres,
- Moins de problèmes de calage.

## 1.8. Caractéristiques principales de la turboforeuse considérée

### 1.8.1 Données de conception

Tableau. 1.2. Caractéristiques de conception de la turboforeuse T122

Caractéristiques	
Diamètre de la turbine	168.28 mm
(A) La longueur totale	11.76 m
(B) Distance entre l'outil et le centre du stabilisateur B	4.78 m
(C) Distance entre l'outil et le boîtier d'orientation	1.74 m
(D) Distance entre l'outil et le centre de stabilisateur D	0.24 m
Connexion sur l'extrémité supérieure	4-1/2 IF box
Connexion sur l'extrémité inférieure	4 1/2 API Reg pin
Le poids total	1701 kg
Configuration d'inclinaison	0° à 1.5°

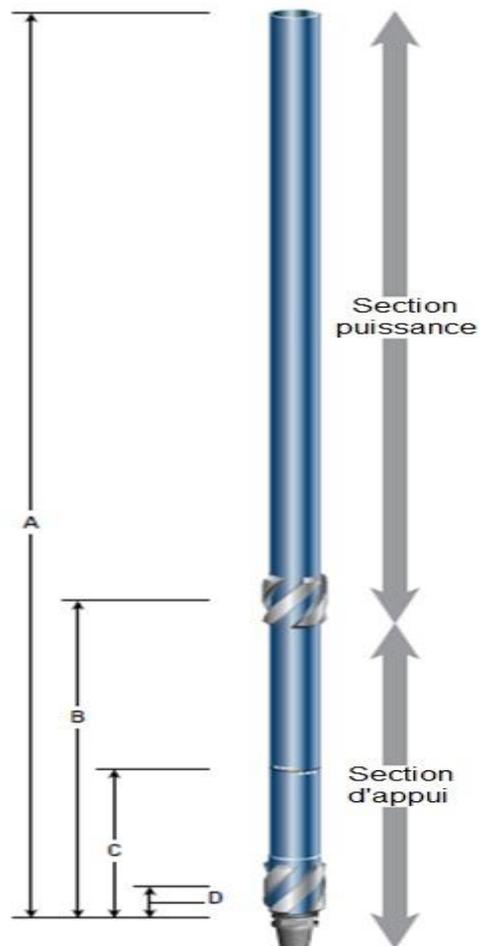


Figure. 1.7: Caractéristiques géométriques de la turboforeuse T122

### 1.8.2 Données opératoires de la turboforeuse considéré :

Tableau 1.3 Données opératoire de la turboforeuse T122

Paramètre	Unité	Type de paramètre	
Nombre d'étage	Nb	Paramètre d'entrée	100
Débit	Kg/s	Paramètre d'entrée	33.97
Masse volumique	Kg/m <sup>3</sup>	Paramètre d'entrée	1196.82
Rendement hydraulique	%	Valeur calculée	56
Vitesse de rotation	RPM	Paramètre d'entrée	1000
Puissance / étage	W	Valeur calculée	1364.63
Couple / étage	N.m	Valeur calculée	13.03
Chute de pression / étage	Pa	Valeur calculée	84895.51
Chute de pression / étage	m	Valeur calculée	7.22

### 1.9 Etude bibliographique (état de l'art)

De nombreuses réalisations ont été faites au cours du siècle de développement de la technologie des turboforeuses [9, 10]. Avant l'an 2000, la taille des appareils de forage à turbine conventionnelles était généralement supérieure à 5 pouces. Avec la mise en œuvre accrue de la technologie des tubes spiralés[3], l'utilisation de turbines de petit diamètre, les turboforeuses sont devenues un sujet d'intérêt croissant après être passées lentement de l'utilisation dans le forage pétrolier à des domaines de forage géothermique à haute température, entre autres applications.

Toutefois, indépendamment des spécifications de la turbine, la conception des aubes et la recherche sur le terrain sont devenues les principales aspects de la recherche sur les turboforeuses de petit diamètre[7].

L'utilisation de simulations Numérique afin d'étudier les champs d'écoulement et les paramètres de performance des Turboforeuse, a été un sujet d'intérêt de nombreuses recherches récentes. Mokaramian et al.[11], [12] ont présenté une méthodologie pour la conception de turboforeuse multi-étages, avec grille d'aubes asymétrique et configuration du rotor. Les simulations numériques ont été réalisées avec différents types de fluides, et différentes vitesses de rotation.

Il a été constaté que la performance de Turbine de forage dépend fortement de la vitesse de rotation et des valeurs de débit de masse. Cela a permis de trouver les valeurs d'exploitation optimales.

Mokaramian et al. [13] ont réalisé une étude sur une turboforeuse de petit diamètre, dédiée au forage à tubes enroulés dans l'environnement de la roche dure. Une simulation numérique de la dynamique des fluides a été effectuée, pour analyser le débit et les performances des fluides (puissance et couple).

En outre, une étude de structure de fluide a été entreprise pour mesurer les contraintes et déformations causées par le flux de fluide autour des aubes de turbines.

Wang et al. [14] ont effectué des recherches pour mettre au point une aube adaptée qui peut être utilisée à haute température dans les formations granitiques. L'exigence de conception de l'aube, pour le forage à haute température dans le granit a été proposée. Les informations sur le profil de l'aube, ont par la suite été introduites dans le logiciel de simulation CFX pour établir un modèle de calcul de l'aube à un seul étage. L'optimisation de la structure des aubes de la turboforeuse de petit diamètre a permis d'établir un modèle de turboforeuse à plusieurs étages avec des performances optimales.

Zhang et al. [15] ont réalisé une étude d'optimisation d'un ensemble d'aubes de turbine réaliste, testé à l'aide d'un banc expérimental. Certaines améliorations des paramètres géométriques de l'aube ont été apportées à l'aide de la méthodologie de la surface de réponse Box-Behenken. La nouvelle conception optimisée a été utilisée dans une simulation numérique afin d'obtenir de nouveaux paramètres de performance, qui se sont avérés très prometteurs parce qu'il y avait une augmentation de l'efficacité de la turbine de plus de 10%.

Wang Yu [16], a utilisé une optimisation du profil d'aube. Basée sur des coefficients sans dimension, la nouvelle géométrie de l'aube a été utilisée dans une analyse CFD. Sur la base de la nouvelle géométrie de l'aube, des étages complètes de turbine ont été fabriquées et le prototype a été testé expérimentalement sur le banc d'essai.

Montero et al. [17] ont évalué numériquement les performances d'une turboforeuse, utilisée dans un environnement salé. Deux types de fluides de forage différents ont été utilisés : l'eau de mer et la saumure. De plus, plusieurs débits ont été testés afin d'étudier les répercussions des champs de débit et des performances. L'objectif de leur étude était de trouver les meilleures conditions opérationnelles pour le forage dans l'environnement de travail.

Wang et al. [18] ont effectué une analyse sur le terrain d'écoulement d'un modèle Turbodrill spécifique  $\Phi 127$ . Les distributions de vitesse et de pression autour des aubes de turbine ont été simulées. Le travail numérique a contribué à la prédiction de performance et à trouver la meilleure configuration de performance appropriée pour satisfaire les exigences des outils de forage.

Daabo et al. [19] ont effectué une recherche visant à caractériser les performances aérodynamiques et structurelles d'une turbine axiale à micro-échelle dans diverses conditions limites, dans le but de visualiser l'effet de différents facteurs géométriques et opérationnels sur les valeurs de contrainte, les distributions et les déplacements sur les aubes du rotor.

Les résultats ont montré que les contraintes maximales de Von Mises et les contraintes principales maximales sont fortement influencées par les angles de calage du rotor et du bord de fuite, la vitesse de rotation de la turbine, la pression et la température d'entrée du fluide moteur.

Hamed et son équipe [20], [21], ont été les premiers à simuler la trajectoire des particules, à travers les turbomachines à écoulement axial, et à utiliser les facteurs de rebondissement des particules basés sur l'expérience.

Feng et al. [22], ont conçu deux rotors de turbine avec et sans jante extérieure pour analyser l'influence de la présence des jantes extérieures sur les performances de la turboforeuse. Leurs résultats ont montré que le couple, la chute de pression et l'efficacité hydraulique du rotor de turbine avec une jante extérieure étaient supérieurs à ceux du rotor de turbine sans jante extérieure.

Dans l'ensemble des travaux cités ci-dessus, il a été constaté que les comparaisons entre le travail expérimental et numérique ne sont pas fournies dans la majorité d'entre eux. D'autre part, dans les quelques cas où ces comparaisons ont été données, les résultats numériques et expérimentaux, n'étaient pas en bonne concordance.

Dans notre étude, un modèle numérique turbulent complet est utilisé. Le logiciel ANSYS CFX CFD sera utilisé pour les simulations numériques. Un champ d'écoulement détaillé à l'intérieur de l'étage actuel de la turbine sera étudié. Il servira à trouver une relation entre les caractéristiques de l'écoulement et son effet sur la performance de la machine. Les principaux paramètres de performance (puissance et couple) sont calculés et ils seront comparés aux données expérimentales de la même configuration géométrique et les mêmes conditions de fonctionnement.

## Chapitre 2 : Formulations mathématiques

### 2.1 Introduction à l'analyse multi physique

Les problèmes multi physiques sont généralement rencontrés lorsque le comportement d'un système est régi par plusieurs phénomènes physiques. L'interaction entre ces derniers conduit à un comportement complètement différent de celui qui résulterait s'ils étaient traités indépendamment les uns des autres. Ces dernières années, l'étude des systèmes multi physiques est devenue un domaine de recherche qui attire des chercheurs de différents horizons[23].

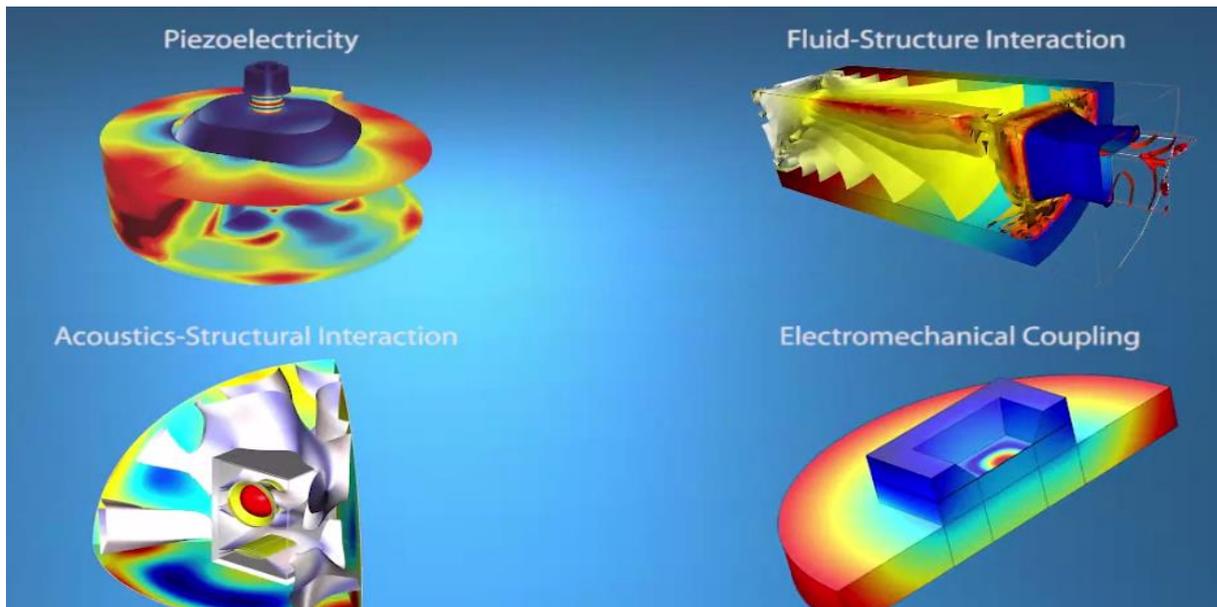


Figure 2.1: Exemples d'interaction multi physique

Il existe de multiples définitions de la multi physique. Au sens large, la multi physique se réfère aux simulations qui impliquent plusieurs modèles physiques ou plusieurs phénomènes physiques simultanés. L'inclusion de "modèles physiques multiples" fait de cette définition un concept très large et général. On peut aussi définir la multi physique dans un sens relativement étroit :

- Les phénomènes physiques couplés dans la simulation informatique et
- L'étude de multiples propriétés physiques en interaction.

Dans une autre définition, un système multi physique est constitué de plus d'une composante régie par son ou ses propres principes d'évolution ou d'équilibre, généralement des lois de conservation ou des lois de comportement[23]. Cette définition est très proche de la précédente, sauf qu'elle ne met pas l'accent sur les propriétés physiques. D'une manière plus stricte, la multi physique peut être définie comme les processus comprenant des interactions étroitement couplées entre des phénomènes physiques continus distincts.

Dans cette définition, l'échange bidirectionnel d'informations entre les champs physiques, qui pourrait impliquer une convergence implicite dans un pas de temps, est la caractéristique essentielle. Sur la base des définitions ci-dessus, la multi physique est définie comme les processus ou systèmes couplés impliquant plus d'un champ physique se produisant simultanément, ainsi que les études et les connaissances sur ces processus et systèmes.

### 2.1.1 Méthodologie de l'approche multi physique

La mise en œuvre de la multi physique suit généralement la procédure suivante : identification d'un processus/système multi physique, élaboration d'une description mathématique de ce processus/système, discrétisation de ce modèle mathématique en un système algébrique, résolution de ce système d'équations algébriques et post-traitement des données.

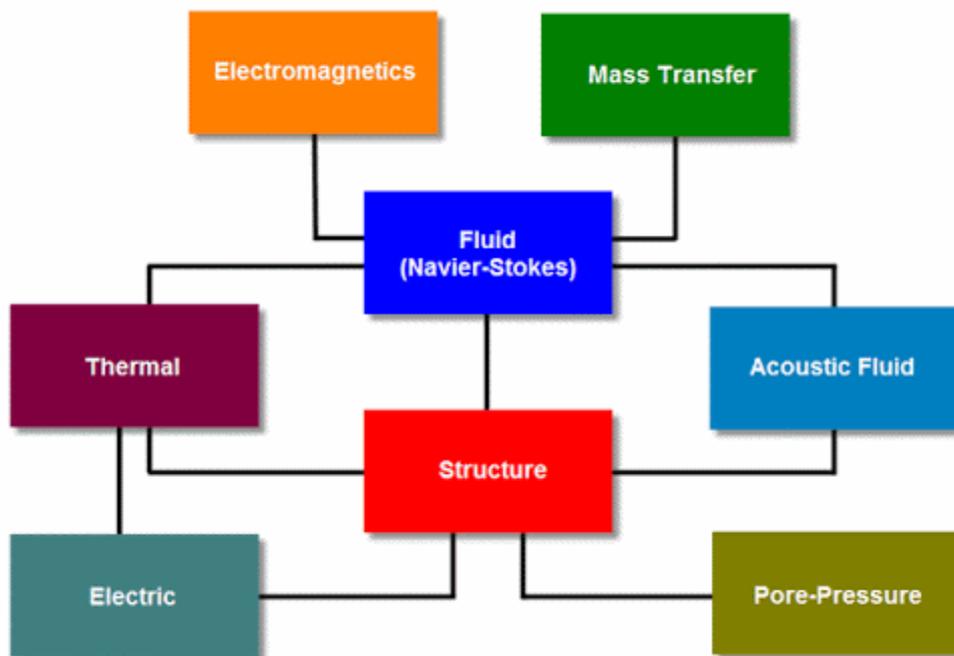


Figure 2.2: Les divers types d'interaction entre les phénomènes physiques

L'abstraction d'un problème multi physique d'un phénomène complexe et sa description ne sont généralement pas mises en avant, Mais restent indispensables à une bonne analyse multiphysique [24]. Cela nécessite une identification du système à analyser, sa géométrie ainsi que les matériaux et les mécanismes dominants. Le système identifié sera interprété en utilisant le langage mathématique (fonction, tenseur, équations différentielles) comme domaine de calcul, conditions aux limites, équations auxiliaires et équations directrices. La discrétisation, la résolution et le post-traitement sont effectués à l'aide d'ordinateurs. En réalité, cette procédure ne semble pas très différente de celle d'une simulation numérique standard, basée sur la discrétisation d'équations aux dérivées partielles.

### 2.1.2 Modèles mathématiques du couplage multi physique

Un modèle mathématique est essentiellement un ensemble d'équations qui peuvent être classées en trois catégories, selon la nature et le rôle visé. La première catégorie est celle des équations directrices. Une équation directrice décrit les principaux mécanismes et processus physiques sans révéler davantage le changement et la non-linéarité des propriétés du matériau. Par exemple, dans un problème de transfert de chaleur, l'équation directrice pourrait décrire un processus dans lequel l'énergie thermique (représentée par la température ou l'enthalpie), à un point infinitésimal ou un volume d'élément représentatif, est modifiée en raison de l'énergie transférée des points environnants par conduction, advection, rayonnement et sources de chaleur internes ou toute combinaison de ces quatre mécanismes de transfert de chaleur comme l'équation suivante :

$$\underbrace{\frac{\partial \varphi}{\partial t}}_{\text{Accumulation}} + \underbrace{\nabla \cdot (\varphi \vec{v})}_{\text{Advection}} = \underbrace{\Delta \cdot (\varphi \vec{v})}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{Q}_{\text{Source}} \quad (2.1)$$

### 2.2 Couplage multi physique

À la frontière entre les fluides et les solides, les informations pour la solution sont partagées entre le solveur de fluide et le solveur de structure. L'information échangée dépend de la méthode de couplage. Pour les calculs de couplage unidirectionnel, seule la pression du fluide agissant sur la structure est transférée au solveur de structure. Pour les calculs de couplage bidirectionnel, le déplacement de la structure est également transféré au solveur de fluide[23].

Dans la figure 2.3, la procédure de solution est illustrée pour le couplage unidirectionnel. Dans un premier temps, le champ de fluide est résolu jusqu'à ce que les critères de convergence soient atteints. Les forces calculées aux limites de la structure sont ensuite transférées au côté de la structure. Ensuite, le côté de la structure est calculé jusqu'à ce que le critère de convergence soit atteint. Ensuite, l'écoulement du fluide pour l'étape suivante est calculé jusqu'à la convergence. La solution est terminée lorsque le nombre maximum de pas de temps est atteint.

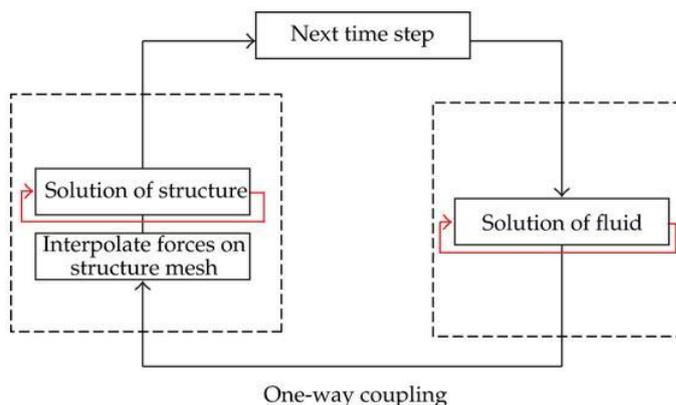


Figure 2.3: Algorithme de couplage unidirectionnel

On peut faire quelques commentaires généraux sur les deux méthodes. Parfois, les avantages d'une méthode constituent des inconvénients pour l'autre. En général, la solution du couplage bidirectionnel est plus précise, en particulier pour les grandes

déviations où le champ de fluide est fortement influencé par la déformation de la structure. Les solutions de couplage bidirectionnel solides peuvent être d'une précision temporelle du second ordre et sont plus stables.

La méthode de couplage unidirectionnel ne garantit pas la conservation de l'énergie à l'interface, mais la méthode bidirectionnelle le fait. L'un des avantages de la simulation de couplage unidirectionnel est un temps de calcul nettement inférieur. Un deuxième avantage est qu'il n'est pas nécessaire de calculer la déformation du maillage fluide, ce qui permet d'obtenir un maillage de qualité constante[25].

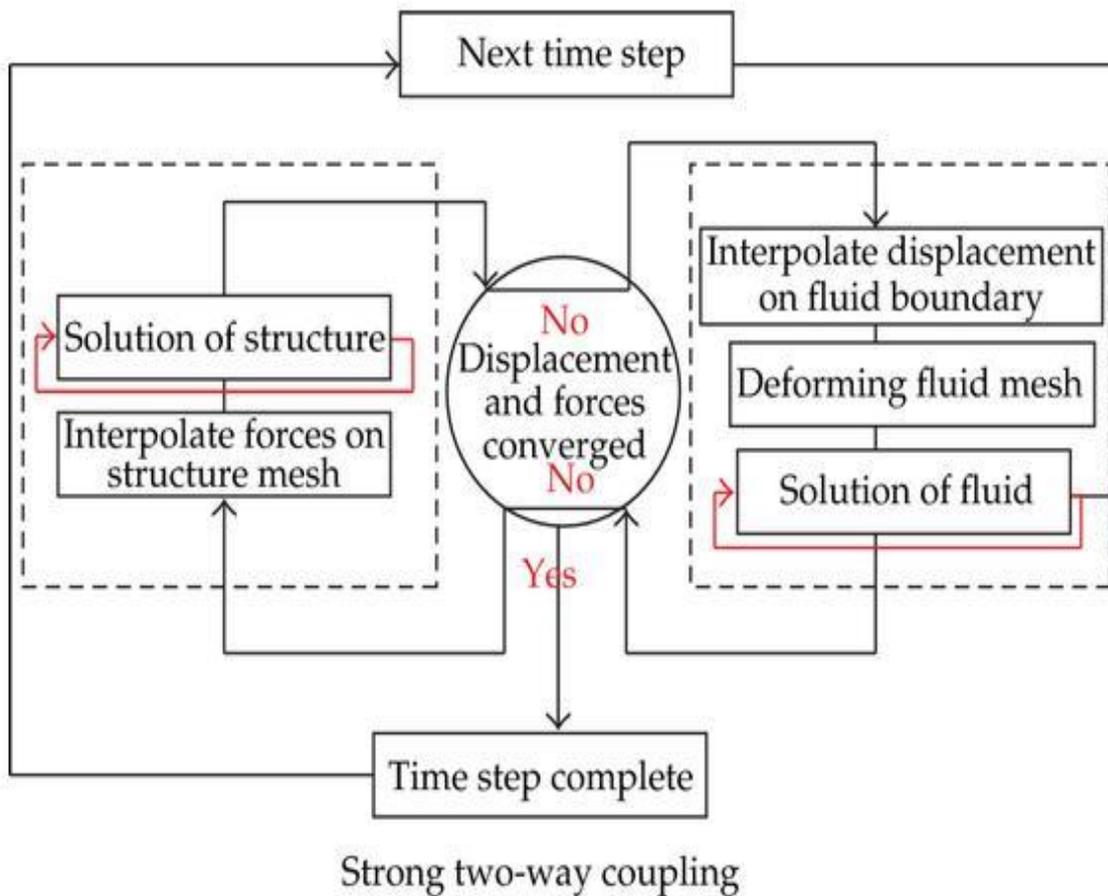


Figure 2.4: Algorithme de couplage bidirectionnel

### 2.3. Choix de l'approche multi physique

Suite à l'étude bibliographique réalisée dans le cadre du présent travail, nous avons déduit que l'utilisation d'une approche exclusivement hydrodynamique, en vue d'étudier les turboforeuses, était très restrictive comme méthode, car celle-ci ne parvenait pas à capturer l'ensemble des phénomènes physiques régissant le fonctionnement de cet équipement, notamment :

- Les écoulements (compressible et incompressible).
- La rhéologie des fluides de forage.
- La thermodynamique et transfert de chaleur.

- Les interactions multiphasiques (gouttelettes liquides dans un écoulement de gaz).
- Les contraintes et déformations mécaniques.
- Les vibrations mécaniques et modes propres.
- Usure (érosion) et fatigue (par vibration et effet thermiques)

Tous ces phénomènes interagissent entre eux, avec des couplages très complexes. Toutefois, d'après notre recherche bibliographique, la connaissance des caractéristiques techniques et opératoires de notre équipement et vu les moyens de calcul qu'on possède, seuls les phénomènes physiques ayant un plus grand impact sur le comportement de la turboforeuse, seront pris en considération dans notre étude, à savoir :

- L'hydrodynamique (écoulement)
- La mécanique solide (contraintes et déformation)

En revanche, les autres phénomènes ne seront pas pris en compte pour les raisons suivantes :

- Les effets thermiques sont négligeables car la circulation continue de la boue de forage, à travers la turboforeuse, permet de maintenir des températures stables. De ce fait, la résolution des équations d'énergie n'est pas requise et les effets de fatigues thermiques peuvent donc être négligés.
- La boue de forage est un fluide incompressible donc le phénomène de compressibilité n'est pas présent, une raison de plus pour omettre les effets thermiques.
- Les conditions d'écoulement (turbulences) développées et les effets de cisaillement, causés par la rotation des aubes de rotor, font que l'écoulement du fluide est pratiquement newtonien à viscosité constante. Les phénomènes rhéologiques complexes ne surviennent pas, dans ce cas.
- La boue de forage bien mélangée constitue un fluide homogène incompressible, donc pas d'écoulement de mélange multi-phase.

Il faut aussi noter que réduire la liste des phénomènes physiques, permet de réduire la complexité de l'étude et par conséquent alléger la puissance de calcul requise à un niveau abordable par rapport à nos moyens informatiques disponibles actuellement.

L'approche multi physique choisie est une approche de couplage unidirectionnel, avec le calcul hydrodynamique comme phénomène principal indépendant et le phénomène de contraintes mécaniques comme phénomène secondaire. Les conditions aux limites de ce dernier, dépendent des résultats obtenus à partir de la simulation de l'écoulement (voir figure 2.5).

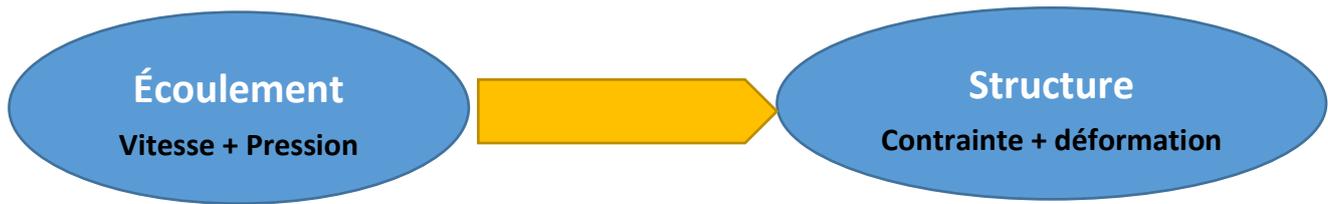


Figure 2.5: Les interactions multi physiques dominante présentes dans la turboforeuse.

A partir des calculs de la physique d'écoulement du fluide, dans la zone contenue dans un étage de la turboforeuse, on obtient le champ de pression et le champ de vitesse. Le premier sera utilisé comme condition de chargement sur les aubes qui permet d'effectuer le calcul des contraintes et de déformation dans le volume solide du stator et du rotor.

## 2.4 Généralité sur les turbomachines axiales

### 2.4.1 Introduction

L'analyse d'une turbomachine requiert la connaissance de la vitesse de l'écoulement dans le passage inter-aube. Traditionnellement, cette étude s'effectue à l'aide du diagramme ou triangle de vitesses qui donne une représentation graphique compacte du champ d'écoulement étroitement lié à la géométrie des aubes. On regarde spécifiquement les détails du mécanisme de transfert d'énergie de ces deux types de turbomachines pour le cas axial. On rappelle que pour les turbomachines axiales, l'écoulement est principalement parallèle à l'axe de la machine, c'est-à-dire qu'il ne possède que très peu de vitesse radiale. Par contre, la vitesse tangentielle (de rotation autour de l'axe) peut être appréciable[26].

Dans une turbomachine, l'élément qui échange de l'énergie avec le fluide est le rotor. Donc, le paramètre important pour l'analyse est la variation de la vitesse dans les différents systèmes de référence.

Les vecteurs de vitesse à considérer sont la vitesse périphérique  $U$  au rayon  $r$  par rapport au centre de rotation, la vitesse absolue  $C$  du fluide mesurée dans le système fixe ou global et la vitesse relative  $W$  dans un système solidaire avec l'aube en mouvement. Ces trois vitesses son reliées par l'équation :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (2.2)$$

Dans ce contexte, on appelle  $C_u$  la composante *tangentielle* de la vitesse absolue projetée dans la direction de  $U$ ,  $C_x$  la composante dans la direction *axiale* et  $C_m$  la composante *méridionale* de la vitesse  $C$  selon la direction normale à  $U$ .

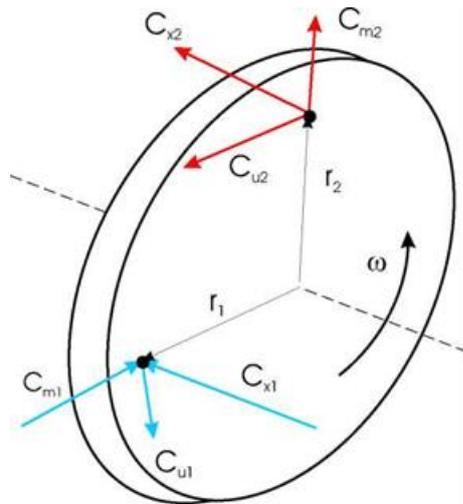


Figure 2.6: Représentation de vitesses dans une roue de turbine.

### 2.4.2. Équation d'Euler

L'Equation d'Euler peut être déduite aisément du principe de conservation de la quantité de mouvement. En particulier, on considère un écoulement unidimensionnel en régime stationnaire dans le rotor d'une turbomachine ayant des conditions uniformes à l'entrée et à la sortie notées par les indices 1 et 2, respectivement. On applique alors, l'équation de conservation à un filet de fluide entre ses deux points illustrés à la figure et celle-ci devient:

$$\vec{T} = r_2 \times \vec{v}_2 \cdot \dot{m}_2 - r_1 \times \vec{v}_1 \cdot \dot{m}_1 \quad (2.3)$$

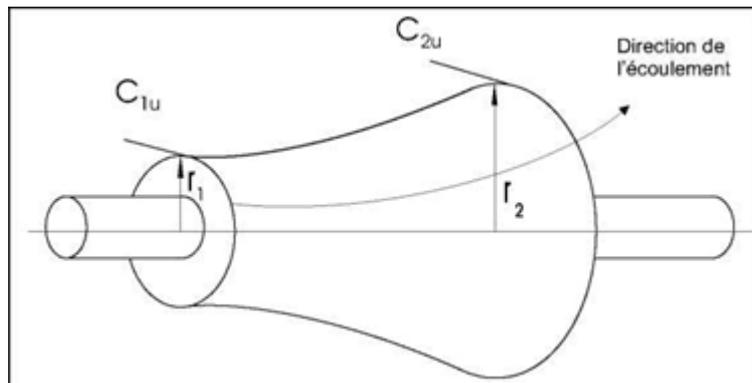


Figure 2.7: Ecoulement de fluide à travers une roue de turbomachine

Avec

$r_1, r_2$ : rayon à l'entrée et à la sortie de la turbine

$v_1, v_2$ : vitesse du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine

$\dot{m}_1, \dot{m}_2$ : débit du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine

D'autre part, pour un écoulement unidimensionnel en régime permanent, le couple généré par la turbomachine devient :

$$\vec{T} = \dot{m}(r_2 \times \vec{v}_2 - r_1 \times \vec{v}_1) \quad (2.4)$$

En utilisant la formule , le module du couple est égal à:

$$T = \dot{m}(r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) \quad (2.5)$$

Pour un rotor ayant une vitesse de rotation  $\omega$  où on a employé la relation :  $U_i = r_i \omega$ , le module de puissance  $P$  est donné par la formule :

$$P = T\omega = \dot{m}(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) \quad (2.6)$$

### 2.4.3 Conception préliminaire de turboforeuse

Lors de la conception d'une turbine hydraulique à plusieurs étages, on suppose que tous les étages sont identiques et que le débit, la chute de pression, la vitesse de rotation, le couple généré et la puissance transmise à l'arbre sont les mêmes pour chacun des étages.

La conception de base d'un étage de turboforeuse est présentée sur la figure 2.8. Dans le stator et le rotor, le fluide de forage s'écoule entre deux couches cylindriques coaxiales de diamètre  $D_2$  et  $D_5$ . L'approche la plus simple pour l'analyse des turbines est de supposer les conditions d'écoulement définies pour un rayon moyen[27].

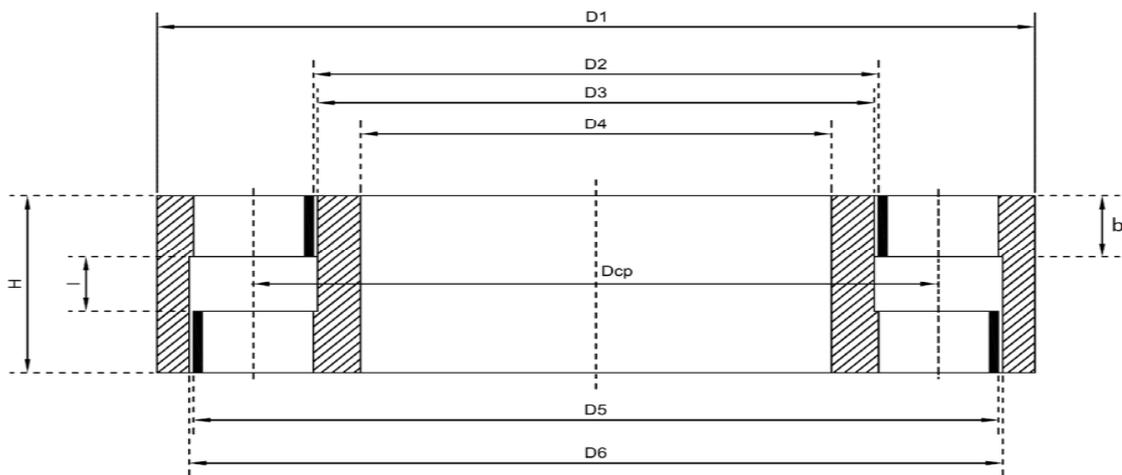


Figure 2.8: Schéma de la géométrie de l'étage d'une turboforeuse

La méthode bien connue de construction de triangles de vitesses est utilisée pour la conception de la structure des aubes. Cette méthode est utile pour visualiser les changements de direction et le module de la vitesse d'écoulement du fluide en raison de son interaction avec le système d'aube.

Le fluide entre dans le stator à une vitesse absolue  $C_1$  et à un angle de vitesse absolue  $\alpha_1$  et accélère à une vitesse absolue  $C_2$  à l'angle de vitesse absolue  $\alpha_2$ . Tous les angles sont mesurés à partir de la direction axiale (Ox).

D'après le diagramme de vitesse[28] (figure 2.9), la vitesse relative d'entrée du rotor  $W_2$ , à un angle de vitesse  $\beta_2$ , est obtenu en soustrayant, vectoriellement, la vitesse de l'aube  $U$ , de la vitesse absolue  $C_2$ .

La Vitesse l'écoulement relatif à l'intérieur du rotor s'accélère pour atteindre la vitesse relative  $W_3$  à un angle  $\beta_3$  à la sortie du rotor. Dans notre étude, l'analyse du champ d'écoulement au niveau des aubes en rotation d'une turboforeuse est effectuée dans un cadre de référence qui est stationnaire, par rapport aux aubes du rotor. Dans ce repère, l'écoulement apparaît comme régulier, alors que dans le référentiel absolu, il serait instable[27]. Cela rend les calculs beaucoup plus simples et c'est pourquoi les vitesses relatives et les quantités d'écoulement relatives sont utilisées dans cette étude.

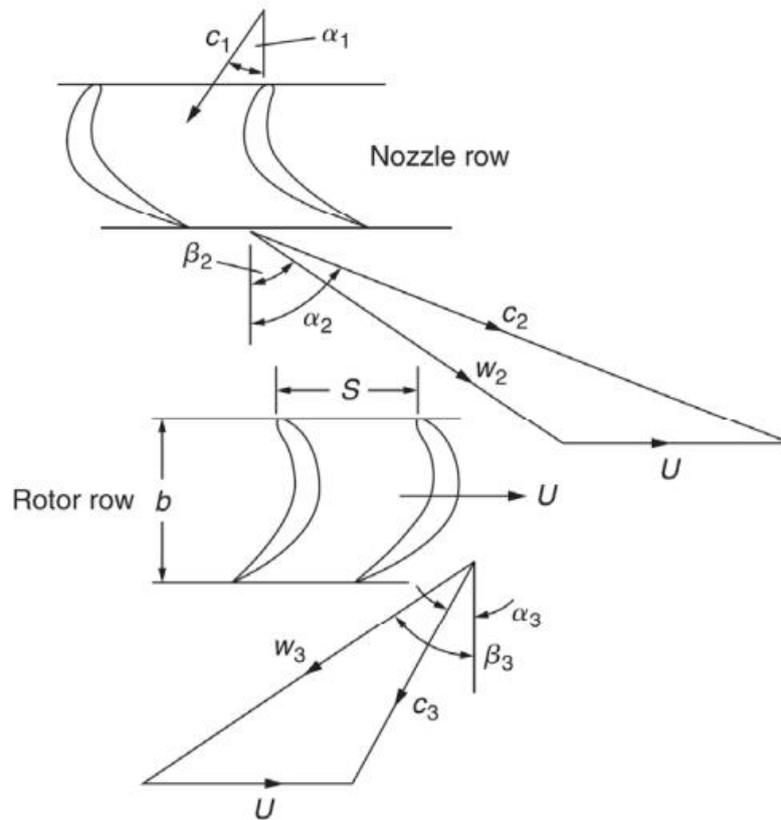


Figure 2.9: Triangle de vitesses d'une turbine axiale

Trois paramètres clé adimensionnels sont liés à la forme des triangles de vitesses des turbines et sont utilisés dans la réalisation de la conception préliminaire d'un étage de turbine. Ils sont décrits dans les sections suivantes.

- **Coefficient de débit**

Le coefficient de débit est défini comme le rapport entre la vitesse d'écoulement méridional et la vitesse de l'aube[29],

$$\phi = \frac{c_m}{U} \quad (2.7)$$

En général, l'écoulement dans une turbomachine a des composantes de vitesse le long des trois axes cylindriques. Cependant, pour une turboforeuse en tant que turbomachine axiale, pour simplifier l'analyse : on suppose généralement que l'écoulement ne varie pas dans la direction tangentielle. Dans ce cas, l'écoulement se déplace à travers la machine sur des surfaces de flux axialement symétriques.

Dans les turbomachines à écoulement purement axial, comme les turboforeuses, le rayon du passage de l'écoulement est constant et par conséquent, la vitesse radiale de l'écoulement sera nulle et donc  $C_m=C_x$ . Par conséquent, le coefficient débit pour la turboforeuse est défini comme :

$$\phi = \frac{C_x}{U} \quad (2.8)$$

La valeur de  $\phi$  pour un étage détermine les angles d'écoulement relatifs. Un étage avec une faible valeur de  $\phi$  indique un angle d'écoulement élevé, des aubes décalées et des angles d'écoulement relatifs proches de l'axe tangentiel, alors que des valeurs élevées impliquent un faible décalage et des angles d'écoulement plus proches de l'axe de rotation[28].

- **Coefficient de charge**

La charge de l'étage est définie comme le rapport entre le changement d'enthalpie de stagnation à travers un étage de turbine et le carré de la vitesse de l'aube. Dans une turboforeuse, on suppose qu'il s'agit d'une turbine axiale adiabatique, le changement d'enthalpie de stagnation est égal au travail spécifique  $\Delta W$  et parce que c'est une turbine purement axiale avec rayon constant, nous pouvons utiliser l'équation de travail d'Euler ( $\Delta W=U \times \Delta c_\theta$ ) pour écrire  $\Delta h_0=U \times \Delta c_\theta$ . Par conséquent, la charge de l'étage pour la turboforeuse peut s'écrire comme suit

$$\psi = \frac{\Delta c_\theta}{U} \quad (2.9)$$

Où  $\Delta c_\theta$  représente le changement de la composante tangentielle de la vitesse absolue à travers le rotor. Ainsi, une valeur élevée dans le chargement par étage signifie des triangles de vitesse très "obliques" qui entraînent une grande rotation de l'écoulement. Comme la charge par étage est une mesure non dimensionnelle de l'extraction du travail par étage, une charge par étage élevée est souhaitable, car elle signifie moins d'étapes nécessaires pour produire un travail requis.

- **Degré de Réaction**

La réaction en étage (degré de réaction) est définie comme le rapport entre la chute d'enthalpie statique dans le rotor et la chute d'enthalpie statique à travers l'étage d'une turbine[27]. En prenant l'écoulement à travers une turboforeuse comme isentropique, l'équation de la deuxième loi de la thermodynamique  $Tds=dh-dp/\rho$  peut être approchée par  $dh=dp/\rho$  et en ignorant la compressibilité des effets, la réaction peut donc être obtenue comme [30]:

$$R = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_3} \quad (2.10)$$

La réaction implique donc la baisse de pression dans le rotor par rapport à celle de l'étage. Elle décrit l'asymétrie des triangles de vitesses et est donc un constat des géométries des aubes [28].

Par exemple, une turboforeuse à réaction à 50 % implique des triangles de vitesse symétriques, ce qui conduit à une forme des aubes du stator et du rotor identique. Généralement, dans la conception des turboforeuses, on préfère un degré de réaction proche de 50%, c'est-à-dire que les aubes du stator et du rotor sont symétriques, (le brevet Natanael [31]).

#### 2.4.4 Conception préliminaire d'un étage de Turboforeuse

A partir des spécifications de la turboforeuse, la conception aura habituellement un débit massique déterminé de l'écoulement du fluide de forage et une puissance de sortie requise[13]. Par conséquent, le travail spécifique par étage peut être déterminé à partir de la charge de l'étage et la vitesse de l'aube et par conséquent, le nombre d'étages requis peut être obtenu comme suit :

$$n_{stage} \geq \frac{\Delta W}{\psi U^2} \quad (2.11)$$

Une inégalité est utilisée dans cette équation, car le nombre d'étages doit être une valeur entière. L'équation ici montre comment une charge importante peut réduire le nombre d'étages requis dans une turboforeuse à plusieurs étages. En outre, il montre qu'une vitesse d'aube élevée  $U$  est souhaitable car elle permet de réduire le nombre d'étages requis.

Pour les turboforeuses, plusieurs relations utiles peuvent être établies en reliant les formes des triangles de vitesse à trois paramètres de conception sans dimension ( $\phi$ ,  $\psi$ , et  $R$ ). Ces relations sont importantes pour la conception. En commençant par la définition de la réaction de l'étage, et en acceptant qu'aucun travail ne soit effectué par le stator, l'enthalpie de stagnation reste constante à travers elle et après des substitutions appropriées, enfin les relations entre l'écoulement, les coefficients et les angles sont obtenus comme suit :

$$R = \frac{\phi}{2} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) = 1 - \frac{\phi}{2} (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1) \quad (2.12)$$

Il est également possible d'obtenir :

$$\psi = 2(1 - R + \phi \tan \alpha_1) \quad (2.13)$$

Deux angles importants dans la géométrie d'une aube de rotor sont  $\beta_2$  et  $\beta_3$ . Ces deux angles sont des facteurs importants, car ils déterminent le changement de direction du passage du fluide de forage à travers l'aube du rotor. Pour déterminer  $\beta_2$  et  $\beta_3$  à partir de l'équation (2.12), nous pouvons écrire :

$$R = \frac{c_x}{2U} (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (2.14)$$

Avec,

$$\beta_3 = \tan^{-1} \left( \frac{2UR}{c_x} + \tan \beta_2 \right) \quad (2.15)$$

A la lumière des relations précédentes, la puissance de sortie de chaque étage est obtenue comme suit :

$$P = \dot{m} \Delta W = \dot{m} U c_x (\tan \beta_3 + \tan \beta_2) \quad (2.16)$$

Le couple de sortie de chaque étage est donc égal à :

$$T = \frac{P}{\omega} = \dot{m} r_m c_x (\tan \beta_3 + \tan \beta_2) \quad (2.17)$$

On peut inverser les équations, pour obtenir  $\beta_2$  et  $\beta_3$ .

Le fluide sortant de l'aube du stator doit sortir avec un angle proche de l'angle d'entrée  $\beta_2$  de l'aube du rotor. Ce qui aide à éviter un changement brusque de direction du fluide, qui peut entraîner une séparation du fluide sur l'aube du rotor. La séparation des fluides entraîne des pertes d'énergie qui augmentent la charge sur les pompes, ce qui affaiblit la force de rotation pour faire tourner le rotor.

Une fois le profil de base de l'aube du rotor déterminé, l'angle de sortie du stator  $\alpha_2$  peut être calculé. Il peut être choisi pour être sensiblement similaire à l'angle d'entrée du rotor

L'angle de tourbillon est calculé par la formule :

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{c_x \tan \beta_2 + U}{c_x} \right) \quad (2.18)$$

Le profil des aubes du stator et du rotor étant défini, un nombre optimal d'aubes par stator et par rotor ainsi que les longueurs de corde des aubes peuvent également être estimées lors de la conception préliminaire. Le rapport d'aspect d'une rangée d'aubes est la hauteur ou l'envergure des aubes, divisée par la corde axiale.

#### 2.4.5 L'équation de couple en fonction de la vitesse de rotation N

A partir de l'équation

$$T = \dot{m} r_m C_x (\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3) \quad (2.19)$$

Et en utilisant la formule :  $\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - \frac{U}{c_x}$ , on obtient

$$T = \dot{m} r_m C_x \left( \tan \alpha_2 + \tan \beta_3 - \frac{U}{c_x} \right)$$

Avec :  $U = r_m \cdot \omega$  ; et  $\omega = \left( \frac{\pi}{30} \right) \cdot N$

Alors la formule finale du couple en fonction de la vitesse de rotation n devient :

$$T = \dot{m} r_m C_x (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3) - \left( \frac{\pi}{30} \right) \dot{m} r_m^2 N \quad (2.20)$$

Qui est une fonction linéaire décroissante

#### 2.4.6 L'équation de la puissance en fonction de la vitesse de rotation N

A partir de la relation  $P = T \cdot \omega$ , on obtient la formule finale de la puissance en fonction de la vitesse de rotation N devient :

$$P = \left( \frac{\pi}{30} \right) \dot{m} r_m C_x (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3) \cdot N - \left( \frac{\pi}{30} \right)^2 \dot{m} r_m^2 N^2 \quad (2.21)$$

## 2.5 Modélisation de l'écoulement dans une turbine axiale

### 2.5.1 Introduction

Du fait de la complexité de l'écoulement interne à travers la turbine axiale, l'application des outils de la dynamique des fluides numérique (CFD) est nécessaire pour modéliser ces phénomènes [32]. La CFD est devenue un outil efficace pour la conception et l'optimisation des turbomachines modernes[33], avec des améliorations considérables de performance et la réduction du temps de conception[34].

Aujourd'hui, avec l'augmentation de la puissance de calcul, la modélisation numérique joue un rôle majeur dans l'aérodynamique des turbines et une conception avec des niveaux de précision élevés. En utilisant la CFD, la turbine peut être modélisée avec un seul ou plusieurs étages, pour un débit constant ou transitoire[35]. L'importance de cette méthode, est que le concepteur peut comprendre l'écoulement complexe à travers le passage de la turbine et la conception peut être améliorée en étudiant l'influence de la variation géométrique sur les performances globales de la turbine.

### 2.5.2 Les équations gouvernantes

L'écoulement de la boue à base d'eau à travers les étages de la turboforeuse est supposé être isotherme et à cause de l'alimentation continue de la turbine par cet écoulement qui permet de conserver une température relativement constante à l'intérieur de la turboforeuse. Dans ce cas, l'effet de transfert de chaleur est négligeable et l'équation énergétique n'est pas prise en compte dans l'étude numérique actuelle. Donc les équations qui gouvernent l'écoulement dans notre machine sont les suivantes :

- 1- Équation de conservation de la masse, qui indique que la masse d'un système fermé restera constante dans le temps ; dans le cas d'un fluide, elle devient :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.22)$$

Où  $\rho$  est la masse volumique du fluide et  $\vec{U}$  le vecteur vitesse. Pour un fluide incompressible, l'équation, se simplifie :

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.23)$$

- 2- Conservation de l'impulsion (deuxième loi de Newton), qui stipule que le taux de changement de la dynamique d'un système est égal à la somme des forces qui s'exercent sur lui, pour un milieu fluide on a l'équation suivante :

$$\rho \frac{dU_i}{dt} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + F_i \quad (2.24)$$

De nombreux fluides exposent une relation linéaire entre les composantes de la contrainte et les gradients de vitesse. Ces fluides sont dits fluides newtoniens. De plus, si le fluide est isotrope (propriétés indépendantes de la direction), les composantes de la contrainte et de la vitesse peuvent être liées en utilisant seulement deux propriétés du fluide, la viscosité (dynamique)  $\mu$  et le second coefficient de compressibilité  $\lambda$ . Les relations de gradient contrainte-vitesse, aussi appelées relations constitutives, sont donnés dans l'équation :

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) + \lambda\delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \quad (2.25)$$

$p$  est la pression statique et  $\delta_{ij}$  la fonction delta de Kronecker

En substituant l'équation (2.25) dans (2.24), on obtient les équations de Navier-Stokes pour les écoulements visqueux incompressibles :

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right] + F_i \quad (2.26)$$

3- La conservation de l'énergie (première loi de la thermodynamique), qui stipule que l'énergie totale d'un système isolé reste constante. L'équation de la conservation de l'énergie ne doit être résolue que pour les écoulements impliquant un transfert de chaleur ou une compressibilité, ce qui n'est pas le cas pour la présente étude.

### 2.5.3 Approche du référentiel mobile

Puisque la turboforeuse consiste en une succession de stator fixe, de rotors mobiles, les équations précédentes (2.23-2.26) ne sont plus valables que dans les parties fixes de la turbine. Donc, il nous faut une approche qui prend en considération le mouvement relatif du rotor par rapport au fluide et l'une des approches les plus utilisées est l'approche à référentiel mobile.

L'approche de référentiel mobile équivalente à l'exécution d'une simulation de rotation et à l'observation des résultats à l'instant équivalent à la position du rotor dans la MRF. La MRF suppose une faible interaction entre le volume de la MRF et les volumes stationnaires environnants. Donc l'équation de continuité et les équations de quantité de mouvement du fluide dans le repère mobile (rotor) deviennent[36]:

$$\frac{\partial W_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.27)$$

$$\rho \frac{\partial W_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (W_i W_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} \right) + \lambda \delta_{ij} \frac{\partial W_i}{\partial x_i} \right] + F'_i \quad (2.28)$$

Où  $W_i$  est la composante du vecteur vitesse relative  $W$  ( $W_1 ; W_2 ; W_3$ ) :  $f'_i$  la composante de vecteur de force  $F'$ .

Les deux vecteurs vitesse (absolue et relative)  $\vec{U}$  ;  $\vec{W}$  sont reliés par :

$$\vec{U} = \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (2.29)$$

Le vecteur force  $\vec{F}'$  s'écrit comme :

$$\vec{F}' = 2\vec{\omega} \times \vec{W} - \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \vec{f} \quad (2.30)$$

Ici,  $\vec{\omega}$  est la vitesse angulaire du rotor et  $r$  est le vecteur de position dans le référentiel en rotation. Seule la gravité a été prise en compte dans le vecteur  $\vec{f}$ .

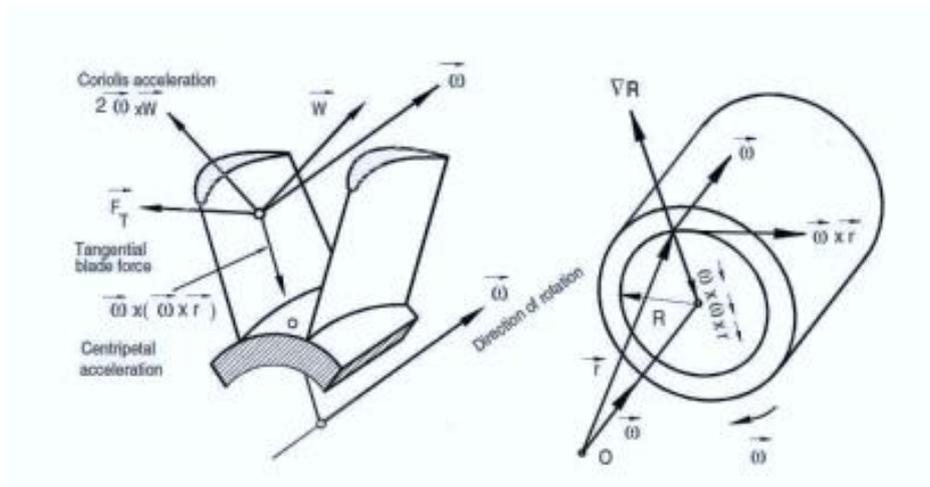


Figure 2.10: Force de Coriolis et forces centripètes créées par le référentiel rotatif

La figure 2.10 montre les directions de la vitesse et de l'accélération, et la relation entre la vitesse absolue, la vitesse relative et la rotation.

## 2.6 Modélisation de la Turbulence

### 2.6.1 Introduction

La majorité des écoulements de fluide rencontrés en pratique deviennent instables à partir d'une certaine valeur du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{UD}{\nu}$$

Où « U » est la vitesse du fluide, « D » est une distance caractéristique de l'écoulement et «  $\nu$  » la viscosité cinématique.

Pour un nombre de Reynolds faible, l'écoulement est considéré laminaire, tandis que pour des valeurs élevées du nombre Reynolds, les écoulements deviennent turbulents. Un état chaotique se développe où la vitesse et la pression sont en constante fluctuation dans le domaine de l'écoulement[37].

En régime d'écoulement laminaire, les écoulements sont complètement décrits par les équations (2.23) à (2.26). Dans certains cas de configurations géométriques simples, des solutions analytiques exactes peuvent être obtenues pour ces équations. Cependant, dans des cas plus complexes, ces écoulements sont traités par des méthodes numériques comme celle des volumes finis. Comme les écoulements rencontrés en pratique sont souvent de nature turbulente, il est donc indispensable de disposer de méthodes et modèles permettant de tenir compte des effets de la turbulence.

### 2.6.2. L'approche de Reynolds pour l'écriture des équations de Navier-Stokes

Dans un écoulement, le nombre de Reynolds donne un bon aperçu de la compétition entre les forces d'inerties et les forces visqueuses. Il a été observé expérimentalement que pour des conditions aux limites stationnaires, l'écoulement est stationnaire au-dessous d'un nombre de Reynolds appelé Nombre de Reynolds critique  $Re_{cr}$ . Pour des nombres de Reynolds supérieurs à  $Re_{cr}$ , une série de phénomènes apparaissent et changent radicalement les caractéristiques du fluide.

Le mouvement des particules de fluides devient instationnaire même lorsque les conditions aux limites sont stationnaires[21, 37].

Les caractéristiques d'écoulement du fluide varient alors d'une manière aléatoire et le régime d'écoulement est appelé régime turbulent. La méthode la plus utilisée pour ce type d'écoulement, est de décomposer chaque propriété variable d'écoulement  $\psi$  en une valeur moyenne  $\Psi$  et une valeur fluctuante  $\psi'$  de telle sorte que :

$$\psi(t) = \Psi + \psi'(t)$$

On remplace chaque variable de l'écoulement  $(u, v, w, p)$ , par la somme de sa moyenne et des composantes fluctuantes dans les équations de Navier-Stokes, pour obtenir les équations de Reynolds suivantes :

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (2.31)$$

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} + \rho f_i = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-p\delta_{ij} + \tau_{ij}) \quad (2.32)$$

$\tau_{ij}$  est le tenseur de contraintes de Reynolds défini comme suit :

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \quad (2.33)$$

Pour un fluide newtonien incompressible comme la boue utilisée dans la turboforeuse considérée, les équations du Reynolds stationnaire deviennent :

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} + \rho f_i = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-p\delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2.34)$$

$\vec{f}_i$  est un vecteur représentant les forces de volume, et  $S_{ij}$  est le tenseur de taux de déformations moyen.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.35)$$

Les équations Reynolds contiennent six termes qui sont de nouvelles inconnues en plus de l'énergie cinétique turbulente, donc il est nécessaire de faire des hypothèses ou trouver un moyen raisonnable pour modéliser ces variables. L'approche la plus utilisée a été pour plusieurs années d'établir une analogie entre les contraintes visqueuses  $\tau_{ij}$  et les contraintes turbulentes  $\overline{\rho u'_i u'_j}$ .

Boussinesq a proposé une hypothèse qui donne une relation linéaire entre le tenseur des contraintes turbulentes et le tenseur de déformation, d'une façon analogue aux contraintes visqueuses d'un fluide Newtonien en introduisant une nouvelle variable qui est la viscosité turbulente  $\mu_t$

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (2.36)$$

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (2.37)$$

Dans cette expression des contraintes turbulentes, tous les termes sont connus sauf la viscosité turbulente  $\mu_t$  et l'énergie cinétique turbulente  $k$ . Ces deux quantités sont donc sujettes à une modélisation[36].

### 2.6.3 Modèles de turbulence

Sur la base de l'hypothèse de la viscosité turbulente, un certain nombre de modèles sont utilisés pour estimer les contraintes de Reynolds. Certains d'entre eux sont examinés ici :

- Les modèles à zéro équation sont très robustes, car ils sont calculés algébriquement à partir des variables d'écoulement, et ne nécessitent pas de résoudre des équations différentielles. Cependant, ces modèles ne sont pas très précis[38].
- Les modèles à une équation sont ceux dans lesquels les équations de transport sont résolues pour une seule quantité, l'énergie cinétique turbulente  $k$ . Ils sont plus précis que les modèles à zéro équation. Mais, ils ont l'inconvénient d'être incomplets car ils nécessitent une échelle de longueur, une quantité dépendant de l'écoulement, qui doit être précisée.

### 2.6.4 Les modèles de turbulence à deux équations

Ce type de modèle a été largement utilisé pour simuler le champ d'écoulement dans les applications d'ingénierie. Comme leur nom l'indique, ces modèles ont deux équations de transport indépendantes, l'une pour l'énergie cinétique turbulente, et l'autre pour la dissipation turbulente ou le taux de dissipation spécifique. Deux modèles d'équations sont complets, ce qui signifie qu'aucune équation supplémentaire n'est nécessaire pour modéliser la turbulence, et qu'ils dépendent tous deux de l'hypothèse de Boussinesq [39]. Les détails des modèles de turbulence qui sont appliqués dans cette étude sont brièvement expliqués ci-dessous.

- **Modèle standard de turbulence k- $\epsilon$**

Les équations de transport des modèles k- $\epsilon$  sont basées sur la cinétique de l'énergie de turbulence  $k$ , et le taux de dissipation,  $\epsilon$ . Le plus simple, le modèle standard k- $\epsilon$ , proposé par [40], est basé sur l'hypothèse que l'écoulement est entièrement turbulent. Ce modèle donne de meilleurs résultats pour des écoulements totalement turbulents. Les équations de transport pour le modèle standard k- $\epsilon$  sont les suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \epsilon + S_k \quad (2.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.39)$$

La viscosité turbulente  $\mu_t$  est calculée en utilisant  $k$  et  $\epsilon$  comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.40)$$

Les coefficients du modèle, qui sont déterminés empiriquement, sont donnés comme dans la référence [41]:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

- **Modèle de turbulence RNG k-ε**

Un modèle de turbulence plus développé, le RNG k-ε, qui est basé sur la normalisation La théorie des groupes[42], a des termes de correction pour l'écoulement tourbillonnaire, le faible Nombre de Reynolds, et écoulement avec des gradients de vitesse élevés. Les équations de transport du modèle RNG k-ε sont très similaires à celles du modèle standard k-ε:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \varepsilon + S_k \quad (2.41)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] - C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.42)$$

Où

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}; \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}; \quad \eta_0 = 4.38; \quad \beta = 0.012.$$

Les coefficients du modèle, qui sont dérivés analytiquement, sont donnés comme suit :

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68.$$

- **Modèle de turbulence k-ω**

Déjà en 1942, Kolmogorov avait suggéré le taux de dissipation spécifique oméga avec dimension s<sup>-1</sup> comme alternative à l'epsilon. En 1988, Wilcox[43] a présenté son modèle k-ω basé sur l'équation de transport originale de Kolmogorov. La propriété remarquable de ce modèle est que la demande de fonctions d'amortissement dans les régions proches des murs est rendue superflue. Les équations de transport sont :

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_{k1} v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \omega k \quad (2.43)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\gamma_1 \tau_{ij}}{v_t \rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_{\omega 1} v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \beta_1 \omega^2 \quad (2.44)$$

La viscosité turbulente est définie comme suit

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (2.45)$$

Et les constantes du modèle sont

$$\sigma_{k1} = 0.5; \quad \sigma_{\omega 1} = 0.5; \quad \beta_1 = 0.075; \quad \beta^* = 0.09$$

$$\kappa = 0.41; \quad \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

- **Modèle BSL**

Le modèle k-ω de Wilcox présente l'inconvénient d'être très sensible aux Omega dans l'écoulement libre[44]. Pour la même raison, Menter [45] a proposé le modèle de base k-ω (BSL), qui combine le modèle k-ω de Wilcox dans la couche limite, et le **k-ε** standard dans la région extérieure du fluide. Les équations de transport pour le modèle de base de Menter sont les suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_{k1} v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \beta^* \omega k \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\gamma}{v_t} \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (v + \sigma_{\omega 1} v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] - \frac{2(1-F_1)\sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.47)$$

Les équations de transport sont obtenues en transformant le modèle k-ε en un modèle k-ω et en utilisant la fonction de mélange F<sub>1</sub>. La fonction de mélange est conçue pour être égal à 1 près des parois et 0 loin des surfaces. Nous utilisons la relation suivante pour la viscosité turbulente :

$$v_t = \frac{k}{\omega} \quad (2.48)$$

Les constantes internes sont

$$\sigma_{k1} = 0.5; \sigma_{\omega 1} = 0.5; \beta_1 = 0.075; \beta^* = 0.09$$

$$\kappa = 0.41; \gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \sigma_{\omega 1} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

Qui sont similaires à celles du modèle k-ω de Wilcox. Les constantes externes sont :

$$\sigma_{k2} = 1; \sigma_{\omega 2} = 0.856; \beta_2 = 0.0828; \beta^* = 0.09$$

$$\kappa = 0.41; \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2} \frac{\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

Correspondent au modèle standard k-ε, les constantes pour le modèle interne φ<sub>1</sub>, et le modèle extérieur φ<sub>2</sub>, sont mélangés pour donner à l'aide de la fonction de mélange F<sub>1</sub>. On obtient

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (2.49)$$

### 2.6.5 Traitement de la zone proche de la paroi

La précision de la prédiction de la contrainte de cisaillement et de l'écoulement dépend en grande partie du traitement de la zone proche de la paroi, qui influence le développement des couches limites[46]. Cela signifie qu'il devrait y avoir suffisamment de nœud de maillage dans la couche limite, pour résoudre complètement l'écoulement. Ainsi, la sous-couche visqueuse est simulé en utilisant des fonctions de paroi pour déterminer les conditions aux limites des équations d'écoulement moyen et de transport de turbulence[47].

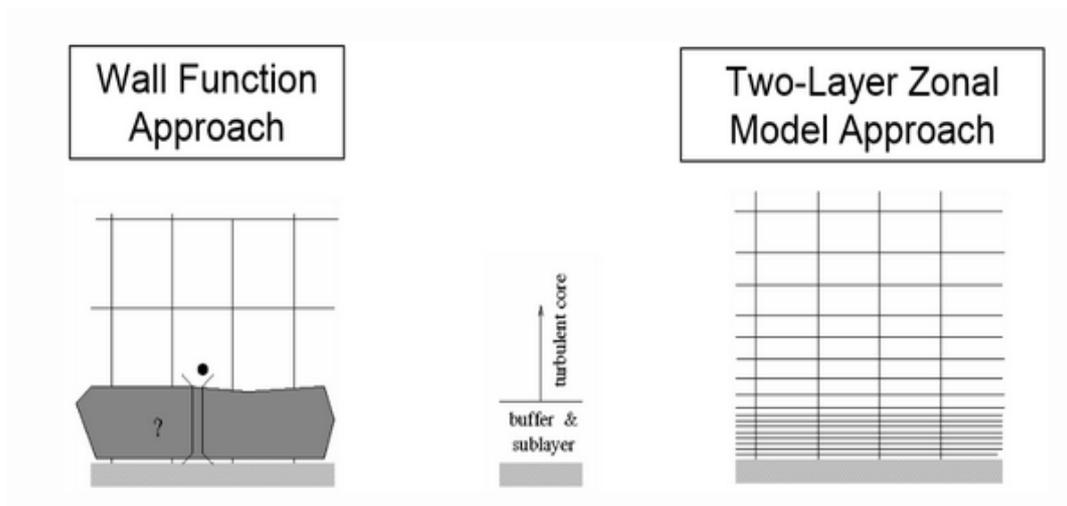


Figure 2.11: Traitements en zone proche de la paroi à ANSYS FLUENT

La plupart des codes commerciaux résolvent les équations de transport au centre de chaque cellule. Par conséquent, les valeurs ou les conditions au centre de la première cellule doivent être déterminées pour résoudre les équations de l'écoulement moyen et de la turbulence.

## 2.7 Calcul de Structure

### 2.7.1 Présentation

Outre la conception et les performances aérodynamiques, il faut également tenir compte pour l'intégrité structurelle et la conception mécanique des composants de la turbine (voir figure 2.14). Les limitations des matériaux et de la fabrication auront un effet direct sur la géométrie de la turbine et ses conditions de fonctionnement[49].

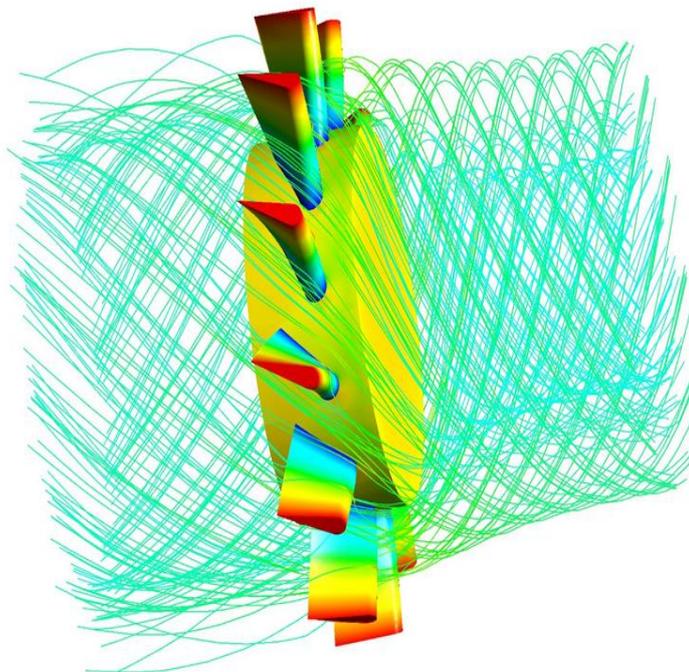


Figure 2.14: Distribution de contraintes sur les aubes d'une turbine axiale

Il convient de distinguer les conditions stables et les conditions instables des états de contraintes, les Contraintes instables, résultent de l'interaction de composants rotatifs et stationnaires, ainsi que toute forme de déséquilibre ou de vibration naturelle, qui peuvent provoquer une rupture par fatigue due à une fissure d'initiation et de croissance.

### 2.7.2 Estimation des contraintes

De nombreux manuels présentent des lignes directrices pour l'estimation des contraintes exercées sur les disques de turbine et les aubes. L'une des méthodes les plus pratiques pour la conception préliminaire consiste à exprimer la contrainte des aubes de turbine en fonction de la surface annulaire et la vitesse de rotation.

Des limites sont ensuite imposées pour diverses applications de conception. On trouvera une explication de cette méthode dans les travaux [6, 50], Bien que cette limite dépende clairement du choix du matériau, de la géométrie de l'aube et de la température du métal, elle aidera néanmoins le concepteur à déterminer la faisabilité de la conception aérodynamique lors de la phase de conception préliminaire

### 2.7.3 Equations de la Mécanique des structures

Afin de déterminer la distribution des déplacements statiques ou dynamiques dans une structure évoluant sous un ensemble de charges de force externe et de température prescrites, les équations de base de la théorie de l'élasticité doivent être formulées et résolues. Pour une structure générale tridimensionnelle.

Dans cette section, toutes les équations de base de l'élasticité sont résumées, et le principe du travail virtuel, sur lequel la méthode des éléments finie est basée, est présenté pour fournir des solutions numériques à ces équations [51] :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.50)$$

Ensuite, bien que la détermination de la contrainte thermique joue un rôle important dans la conception des structures fonctionnant à haute température, les équations de contrainte-déformation n'incluent pas l'effet de la température dans cette étude, car il est négligeable et a été réduite à l'effet de la répartition de la pression imposée par le fluide.

La contrainte normale et la déformation normale sont en général linéairement proportionnelles les uns aux autres et la constante de proportionnalité est appelée Le module de Young « E ». Dans le cas d'une contrainte uni-axiale, les déformations latérales sont également liées par le rapport de Poisson «  $\nu$  ». Si le matériau est isotrope, c'est-à-dire si ses propriétés mécaniques sont non dépendantes de la direction, tous les modules de Young et les rapports de Poisson sont identiques.

De plus, dans les relations linéaires contrainte-déformation, toutes les composantes de la contrainte sont données par superposition linéaire[52]. Ce qui donne la relation de comportement suivantes :

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-2\nu)\varepsilon_{ij} + \delta_{ij}\nu(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33})] \quad (2.51)$$

Enfin, les équations de mouvement reliant les composantes de la contrainte sont dérivées en considérant l'équilibre des forces internes et externes agissant sur une petite particule en mouvement avec un volume unitaire.

### 2.7.4 Equation de Lamé-Navier

Afin de trouver directement un champ de déplacement tel que le champ de contrainte associé sera en équilibre, on peut combiner toutes les équations en volume du problème en une seule de la manière suivante.

L'équation d'équilibre s'écrit[53] :

$$\bar{\nabla} \cdot \bar{\sigma} + \bar{f}_v = \rho \bar{\gamma} \quad (2.52)$$

En écriture indicielle, l'équation d'équilibre peut donc se réécrire :

$$\sigma_{ij,j} + f_i = 2\mu \cdot \varepsilon_{ij,j} + \lambda(\varepsilon_{kk}\delta_{ij})_{,j} + f_i \quad (2.53)$$

## 2.8 Interaction fluide structure

L'interaction fluide-structure (en anglais, *FSI*) concerne l'étude du comportement d'un solide immergé dans un fluide, dont la réponse peut être fortement affectée de par l'action du fluide. L'étude de ce type d'interaction est motivée par le fait que les phénomènes résultants sont parfois catastrophiques pour les structures mécaniques ou constituent dans la majorité des cas un facteur dimensionnant important.

L'interaction fluide-structure, fait partie d'une analyse de champs couplés où divers champs physiques indépendants se combinent et interagissent ensemble pour résoudre un problème d'ingénierie global, le résultat d'un champ dépendant de l'autre. Le couplage peut être à sens unique ou à double sens. Dans le couplage unidirectionnel, l'effet d'un champ est imposé à l'autre mais pas l'inverse[54].

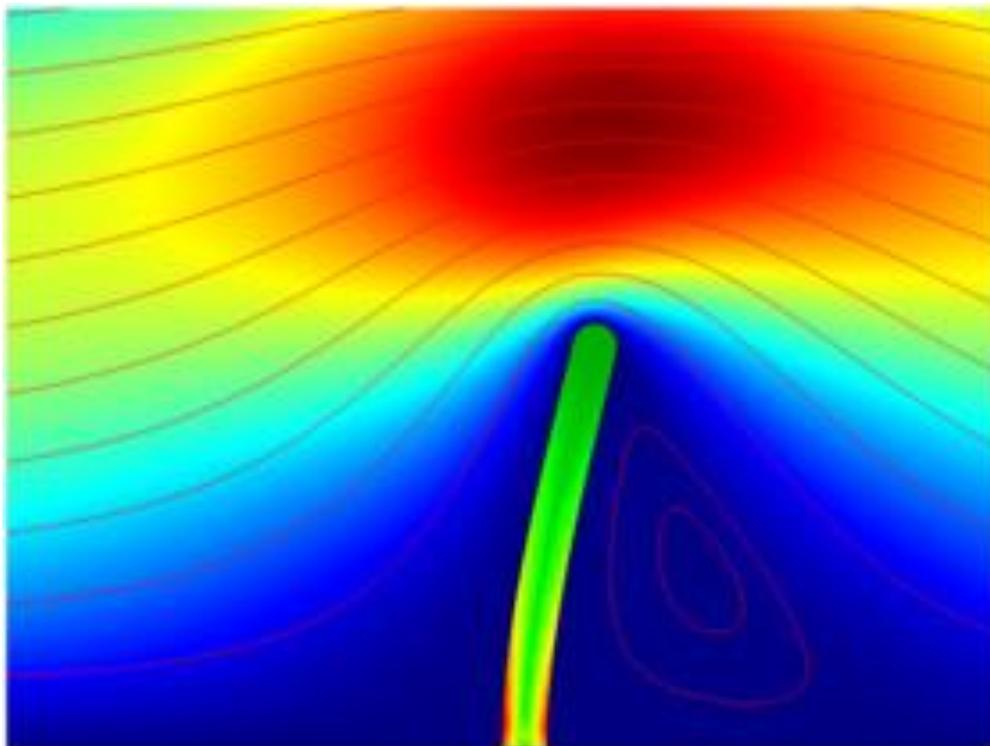


Figure 2.17: Interaction entre écoulement et une plaque en mouvement

Un couplage bidirectionnel est nécessaire lorsque le couplage entre deux champs quelconques acquiert une réponse significative l'un de l'autre[55]. Le couplage peut être traité par l'une des deux méthodes - directe ou itérative. Dans la méthode directe, un seul ensemble d'équation monolithique est assemblé, ce qui entraîne une augmentation des degrés de liberté des équations à résoudre. Ces méthodes nécessitent une capacité de calcul très élevée et ne sont donc utilisées que pour résoudre des structures simples. D'autre part, l'approche itérative ou de transfert de charge assemble les équations pour chaque champ et des interfaces de champ sont utilisées pour transférer les données.

## Chapitre 3 : Méthodologie de Simulation

### 3.1 Introduction

Dans ce travail, la modélisation numérique de l'écoulement dans un étage de la turboforeuse est conduite à l'aide du code de calcul ANSYS-CFX qui fournit la précision, la fiabilité, la vitesse et la flexibilité dans des domaines d'écoulements potentiellement complexes. Pour interpréter les résultats, le logiciel intègre plusieurs modules principaux qui sont liés entre eux par des liaisons qui échangent les informations du problème étudié pour une analyse CFD[56].

### 3.2 Structure du code ANSYS CFX

ANSYS CFX est un module principal de la suite de calcul ANSYS Workbench qui se compose de plusieurs modules communiquant entre eux comme représentés sur la figure 3.1. Un logiciel qui permet la réalisation de la géométrie et du maillage qui sont nécessaires pour exécuter une analyse numérique d'écoulement, en plus des modules pour la résolution des équations et la visualisation des résultats.

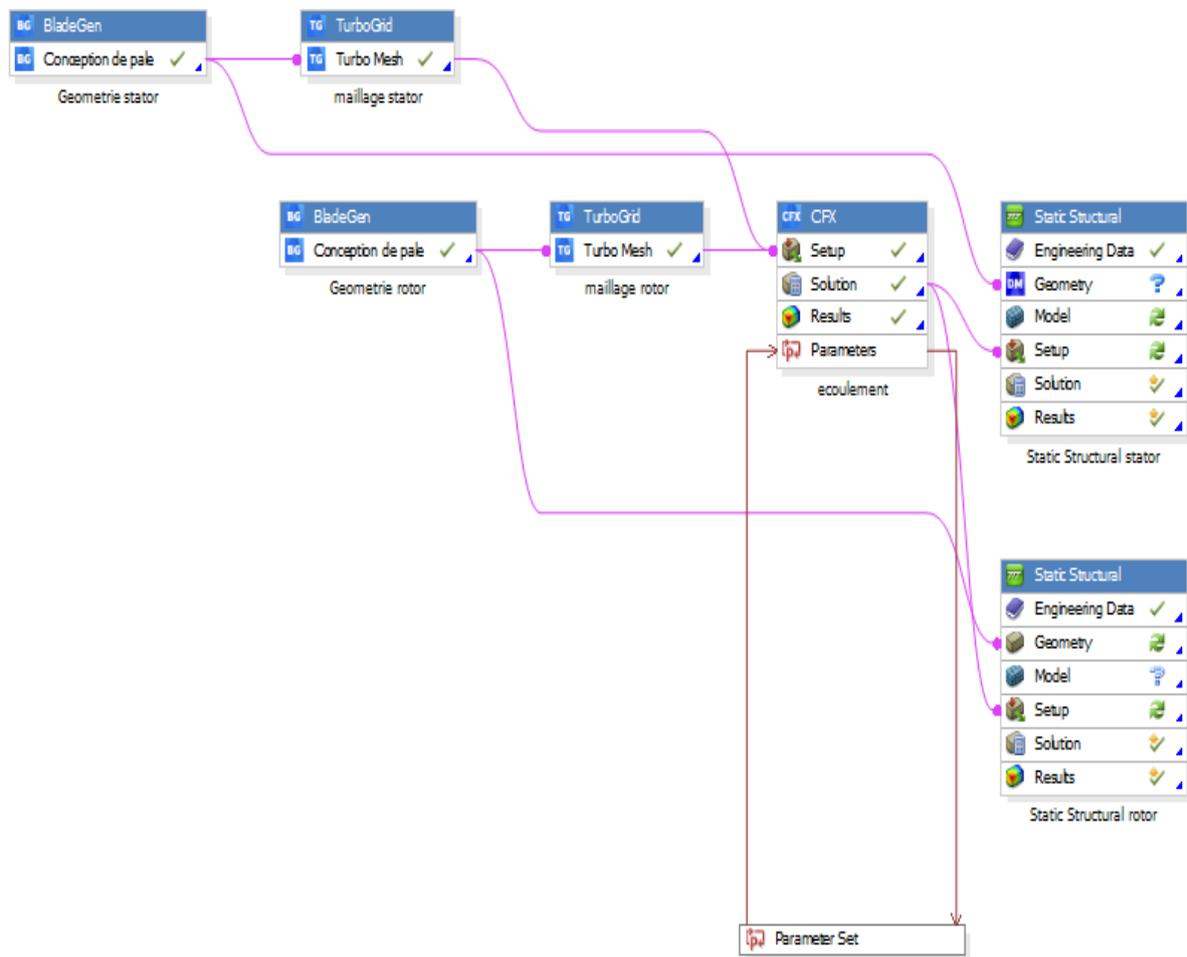


Figure 3.1: Une fenêtre de travail ANSYS Workbench

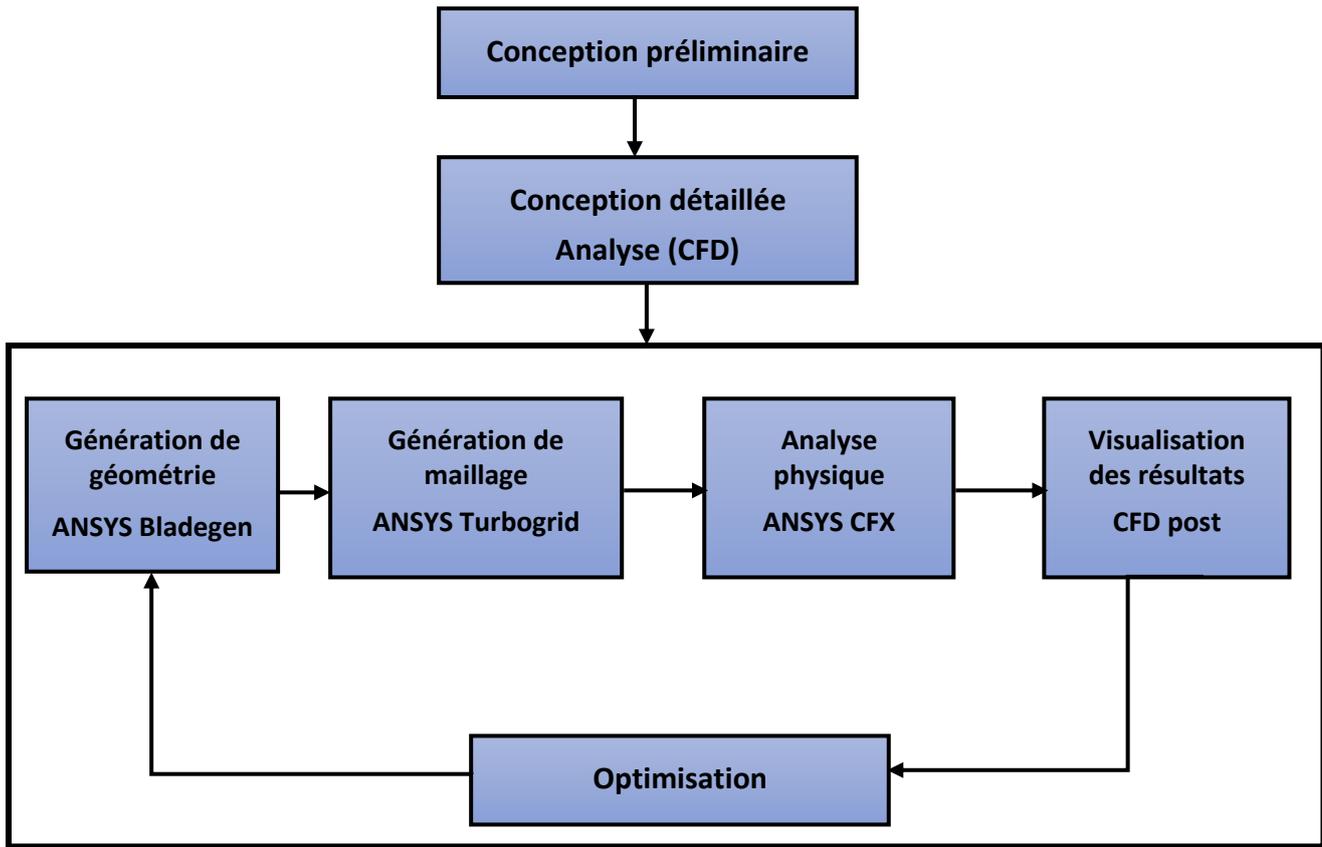


Figure 3.2: Organigramme de tâche de simulation ANSYS CFX

### 3.2.1 CFX BladeGen

Sur la base de la modélisation de la ligne moyenne 1D, les paramètres géométriques initiaux sont définis. Celles-ci incluent les angles d'attaque et de fuite, l'angle de décalage, la corde, le rayon de la pointe, le rayon du moyeu et rayons de bord avant et arrière. En utilisant ces paramètres, la géométrie de l'aube peut être générée par le module BladeGen[57]. La figure 3.3 montre l'étage de la turbine généré à l'aide de BladeGen.

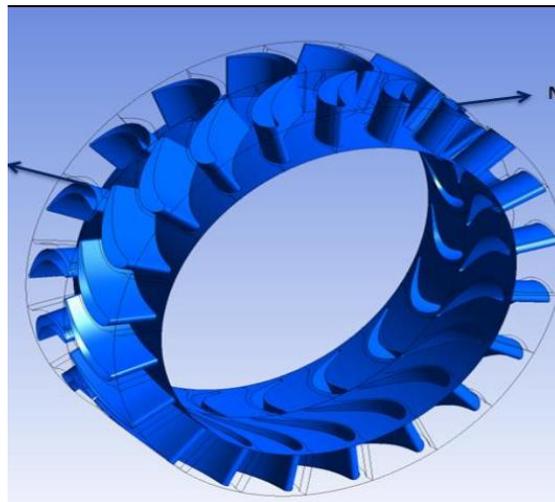


Figure 3.3: Géométrie d'un étage de turbine généré par le module Bladegen.

### 3.2.2 CFX-TurboGrid

Une fois le profil de l'aube généré à l'aide de BladeGen, sa géométrie est exportée vers le module TurboGrid, pour le maillage du domaine. Dans TurboGrid, une topologie automatique optimisée est choisie et un maillage cellulaire hexaédrique structuré est généré. Le nombre de Reynolds au niveau des aubes doit être calculé au moment de la conception afin de vérifier les valeurs  $y^+$  pour garantir la taille correcte des cellules du maillage près des parois [47]. La figure 3.4 montre un exemple du maillage généré pour des aubes d'une turbine axiale.

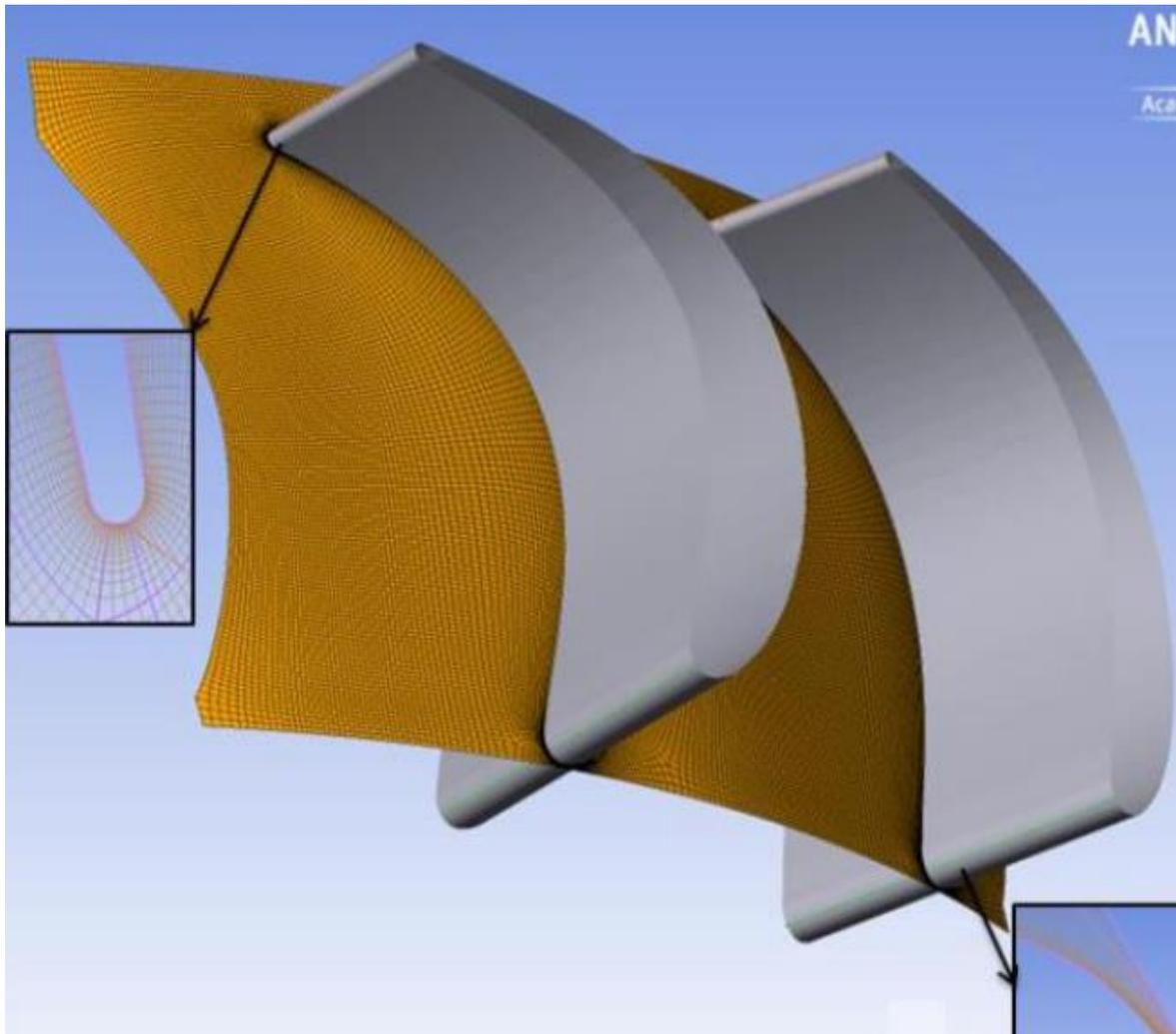


Figure 3.4: Exemple de maillage Turbogrid

### 3.2.3 CFX-Pre

CFX-Pre est l'outil de configuration de l'étude où les conditions aux limites de la turbine pour l'entrée et la sortie de l'eau sont définies. Le modèle de sortie, les propriétés du fluide de travail et le modèle de turbulence sont définis. Une fois les conditions aux limites sont mises en place, les différentes interfaces et les lignes périodiques sont définies à l'aide de l'outil Turbo-Mode.

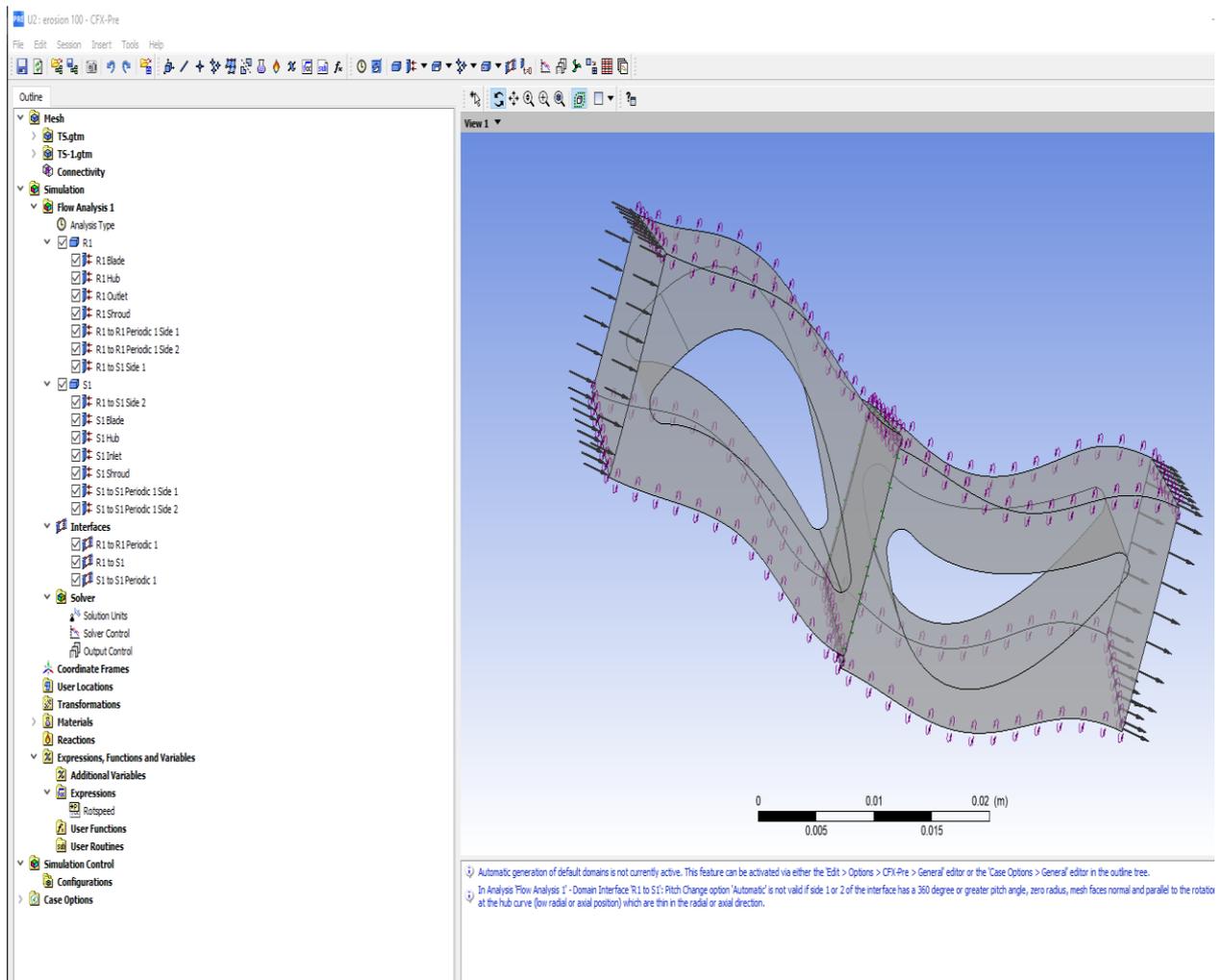


Figure 3.5: Fenêtre de travail CFX-Pre

Les conditions aux limites sont définies comme étant la pression totale à l'entrée et la pression statique à la sortie de la turbine. Les surfaces des aubes du stator et du rotor sont définies comme étant des surfaces à glissement nulle et les aubes du rotor sont traitées comme des parois. Le rotor est considéré rotatif. Les interactions entre le domaine stationnaire et la paroi tournante sont modélisées à l'aide d'une interface étage (ou plan mixé).

### 3.2.4 CFX-Solver

Une fois, que tous les paramètres du solveur sont spécifiés dans CFX-Pre, un fichier de définition détaillé est créé. Ce dernier contient toutes les informations nécessaires au démarrage de la résolution des équations d'écoulement.

À l'aide de CFX-Solver, l'utilisateur peut démarrer ou arrêter la solution, effectuer un calcul parallèle et surveiller la progression de la solution. Le CFX-Solver permet d'initialiser la solution et de débiter la résolution des équations gouvernantes. Pour la convergence des solutions, CFX-Solver trace les résidus dans le solveur. Le calcul s'arrête lorsque les résidus sont inférieurs à une limite de convergence ciblée.

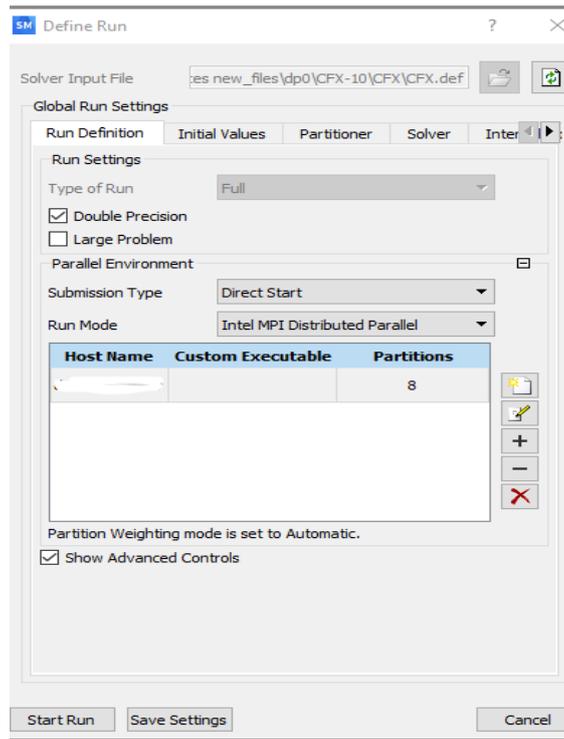


Figure 3.6: Boite de dialogue CFX-solver

### 3.2.5 CFX-Post

Ce module est un outil graphique pour présenter les résultats de la simulation. Dans CFX-Solver, tous les résultats de la simulation sont conservés dans un fichier spécial qui est utilisé par CFX-Post pour visualiser et analyser les résultats de la simulation. En utilisant le Turbo-Mode dans CFX-Post, les résultats de la simulation de la turbine axiale peuvent être générés dans une variété de diagrammes, de graphiques et de contours comme la charge des aubes, les vecteurs de vitesse, les contours de pression et le tracé de l'aube de plusieurs variables d'intérêt. En outre, le rapport détaillé sur les performances des turbines axiales peut être généré à l'aide de modèles en mode turbo (figure 3.7).

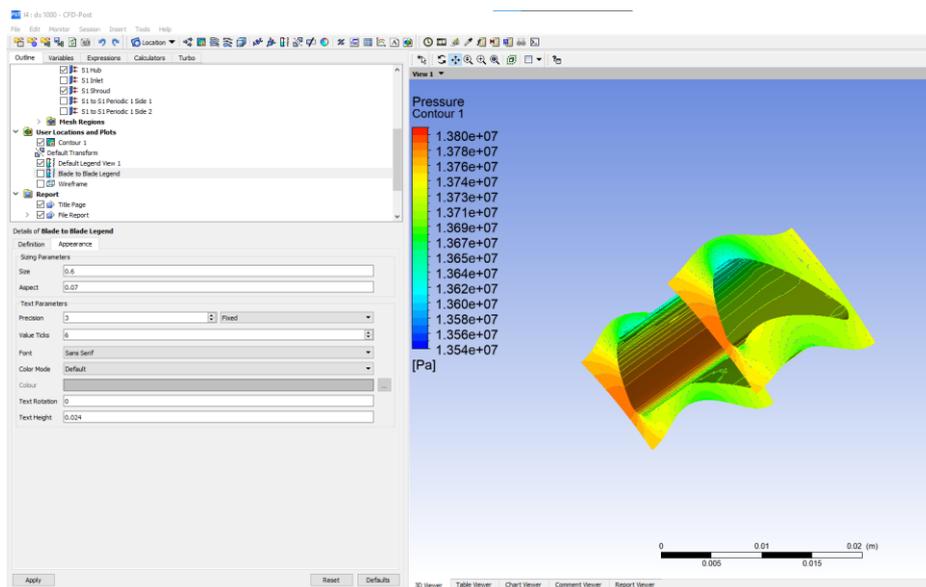


Figure 3.7: Fenêtre de visualisation et analyse de résultats CFD-Post

### 3.3 Modules de calcul numérique

#### 3.3.1 Introduction

La conception des aubes de la turbine comprend deux phases : La conception aérodynamique de l'aube et l'analyse structurelle. La dernière vise à garantir que la conception peut résister aux différentes charges générées lors du fonctionnement des turbines. Ces charges comprennent les charges centrifuges et les charges de flexion générées par la réaction du fluide sur les aubes de la turbine[58].

#### 3.3.2 Méthodes des volumes finis

La méthode des volumes finis (MVF) est une méthode de représentation et d'évaluation des équations aux dérivées partielles sous forme d'équations algébriques[4, 48]. Dans la méthode des volumes finis, les intégrales de volume dans une équation aux dérivées partielles qui contiennent un terme de divergence sont converties en intégrales de surface, en utilisant le théorème de divergence. Ces termes sont ensuite évalués comme des flux aux surfaces de chaque volume fini.

Comme le flux entrant dans un volume donné est identique à celui qui quitte le volume adjacent, ces méthodes sont conservatives. Un autre avantage de la méthode des volumes finis est qu'elle est facile à formuler pour permettre des maillages non structurés. La méthode est utilisée dans de nombreux logiciels de calcul de la dynamique des fluides. Le terme "volume fini" se réfère au petit volume entourant chaque point nodal sur un maillage[32].

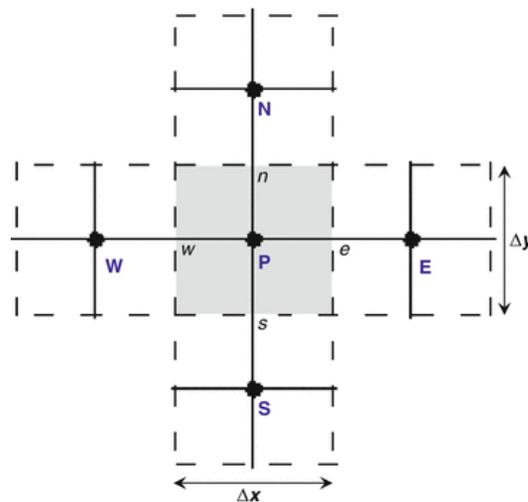


Figure 2.12: Cellule élémentaire volume fini

Les méthodes de volumes finis peuvent être comparées et contrastées avec les méthodes de différences finies, qui approximent les dérivées en utilisant des valeurs nodales, ou les méthodes d'éléments finis, qui créent des approximations locales d'une solution en utilisant des données locales, et construisent une approximation globale en les assemblant. En revanche, la méthode des volumes finis évalue des expressions exactes pour la valeur moyenne de la solution sur un certain volume, et utilise ces données pour construire des approximations de la solution à l'intérieur des cellules[48],[4].

### 3.3.3 Modélisation structure mécanique (MEF)

Dans les turbines axiales, le rotor subit des charges mécaniques et aérodynamiques. Une analyse mécanique est nécessaire pour s'assurer que le rotor peut supporter ces charges pendant le fonctionnement de la turbine.

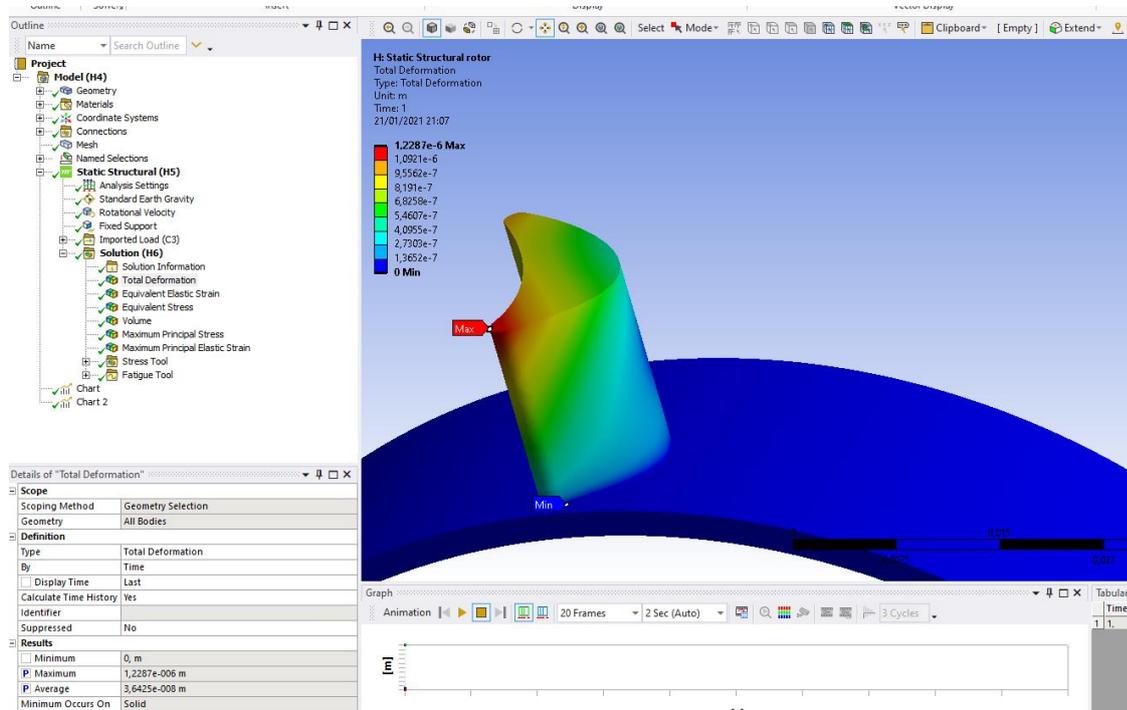


Figure 3.8: Module ANSYS MECHANICAL

L'analyse de la structure statique de la turbine sera réalisée par la méthode des éléments finis à l'aide du module « ANSYS MECHANICAL » [59]. Cette analyse vise à identifier les limites de la déformation des aubes et la distribution des contraintes totales sur toutes les parties des roues de stator et de rotor de la turbine, pour s'assurer que ces valeurs se situent dans les limites élastiques des matériaux.

### 3.3.4 Adaptation du maillage pour le problème de l'interaction fluide-structure

La charge est transférée entre les deux domaines à l'interface. Cela se fait par le maillage des nœuds d'un maillage aux coordonnées locales d'un élément de l'autre maillage[55]. Dans le cas d'un couplage à deux voies, deux cartographies sont effectuées. La première pour les déplacements des nœuds solides vers les nœuds fluides et la seconde pour les contraintes du fluide vers le solide. Les surfaces ANSYS sont signalées par des numéros d'interface (1, 2...). Ces numéros sur les deux domaines doivent représenter la même frontière.

Le solveur ANSYS Multi-Field transfère automatiquement des quantités basées sur le maillage à travers des maillages dissemblables. Cependant, il est préférable d'avoir des maillages de taille similaire entre les deux domaines, afin d'assurer un maillage correct entre les domaines. La qualité du maillage des deux champs est illustrée sur la figure 3.9. La distribution du maillage est plus fine près des bords dans le cas d'un fluide, car ce maillage a été créé à partir d'une option de topologie hautement optimisée de TurboGrid. Par conséquent, la qualité du maillage est relativement meilleure dans le domaine des fluides.

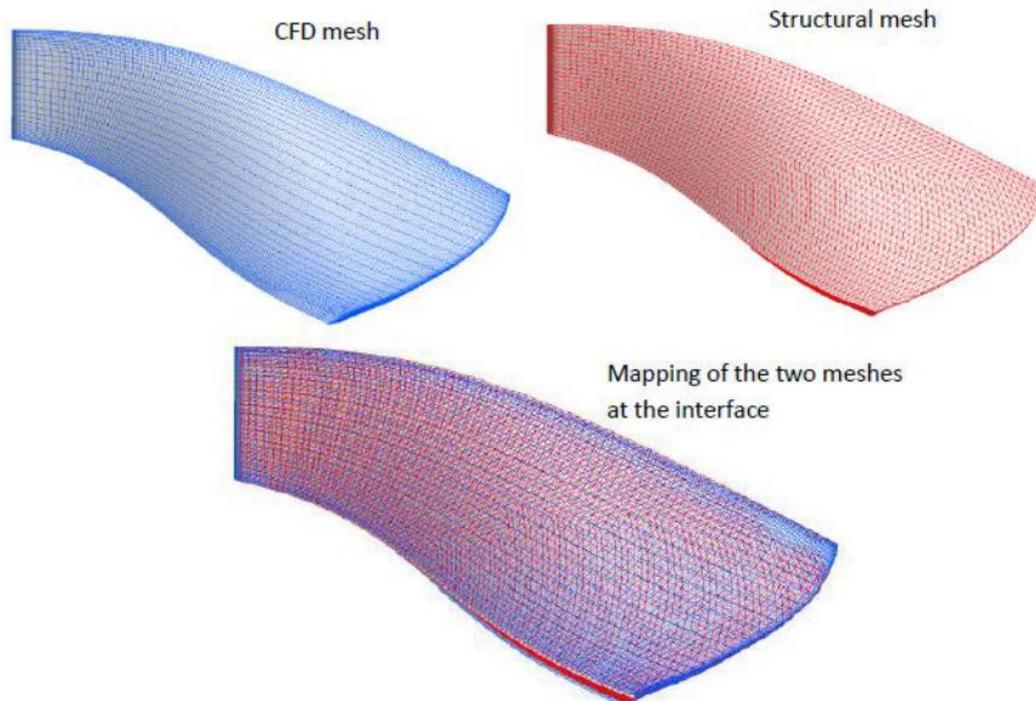


Figure 3.9: Adaptation entre maillage fluide et maillage solide

### 3.4 Géométrie d'un étage de turbine

Les géométries du stator et du rotor sont identiques., Ils les mêmes diamètres du moyeu (108 mm) et du carénage ou carter (134 mm). La hauteur des aubes est de 14 mm, le pas axial du stator et du rotor est 22 mm et le nombre des aubes est de 30 pour les deux. La figure 3.10 montre la configuration géométrique de l'étage.

La principale différence entre le stator et le rotor est que ce dernier n'a pas de carter, ont pris les détails de la conception des aubes de notre machine à partir d'un brevet[31], qui a permis de construire une grille d'aube complète en utilisant l'outil ANSYS BLADEGEN.

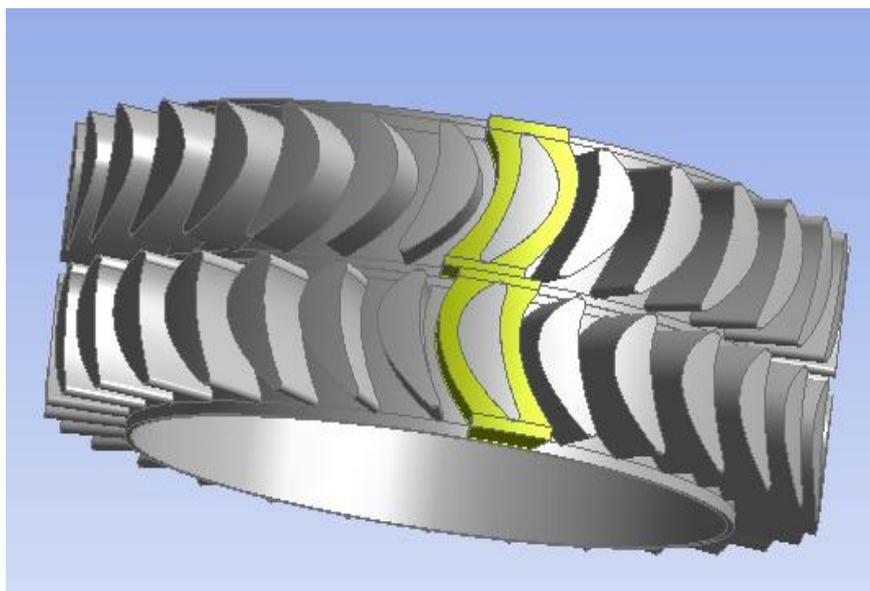


Figure 3.10: Géométrie d'un étage de Turboforeuse

## 3.5 Maillage d'aubes de turbine

### 3.5.1 Introduction

Pour un calcul CFD, le maillage est de plus haute importance. Un maillage de mauvaise qualité peut être la cause d'un mauvais résultat ou d'une divergence. Il existe plusieurs critères qui indiquent que la qualité du maillage est mauvaise[58], à savoir :

- Haut degré d'asymétrie.
- Changements brusques de l'espacement des cellules du maillage.
- Discontinuité des lignes du maillage.
- Non-alignement du maillage avec les flux d'écoulement.
- Résolution insuffisante pour résoudre les échelles de longueur physique appropriées.
- La topologie maillage n'est pas bien adaptée pour couvrir la physique du problème.
- Le maillage n'est pas exempt de singularité.

Les trois premiers critères sont indépendants de la physique de l'écoulement, mais l'ampleur des effets de l'un de ces critères qui ne correspond pas, dépend également du débit sous-jacent.

La sélection de la topologie du maillage, de la densité du maillage et de la résolution de la couche limite doit être motivée par les phénomènes d'écoulement physique attendus et le degré de précision souhaité[47]. Il est clair que tout d'abord, une bonne sélection de topologie de maillage est importante.

### 3.5.2 Topologie de maillage

Afin de construire un maillage pour des simulations numériques de l'écoulement dans les turbomachines, une topologie correcte autour des aubes doit être choisie[60]. La topologie sert de cadre pour générer le maillage autour des aubes. Il s'agit d'une couche bidimensionnelle, invariante sur toute l'étendue du domaine, qui est composée de gros blocs (lignes mauves de la figure 3.11). Qui représentent des sections du maillage contenant un motif régulier des éléments.

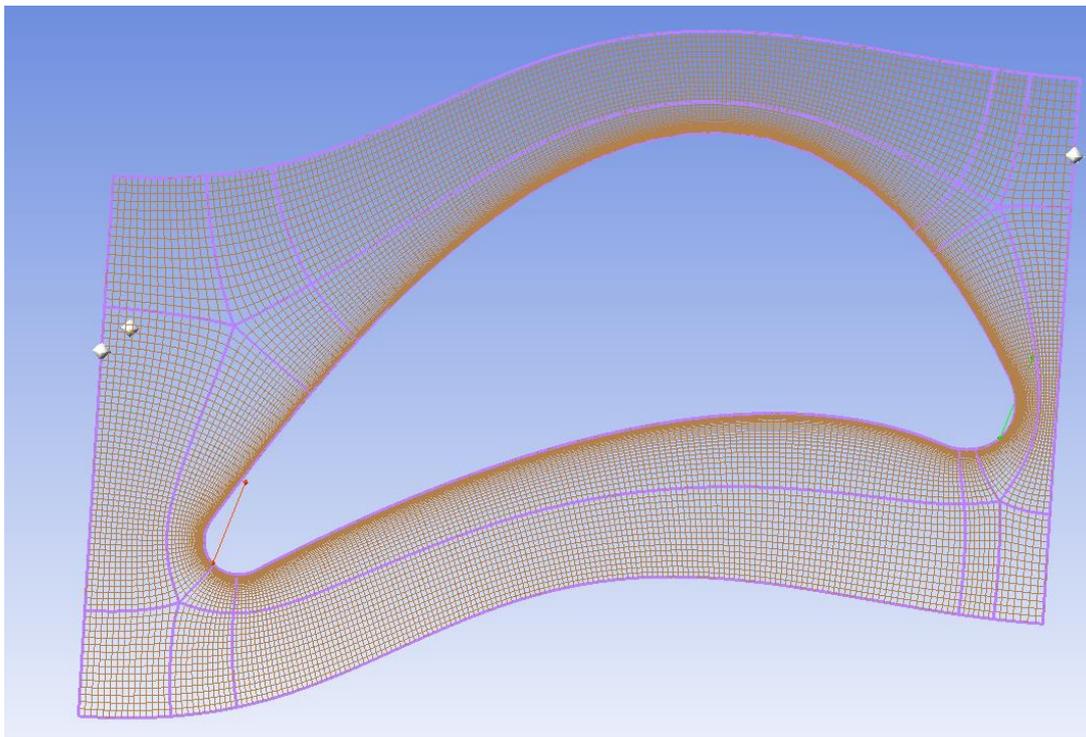


Figure 3.11: Topologie de maillage autour d'une aube

### 3.5.3 Génération de maillage

Dans cette étude, le maillage structuré, est utilisé pour assurer une bonne qualité de maillage des surfaces des hydroptères. En outre, le maillage choisi offre une bonne résolution de la couche limite pour les turbines axiales.

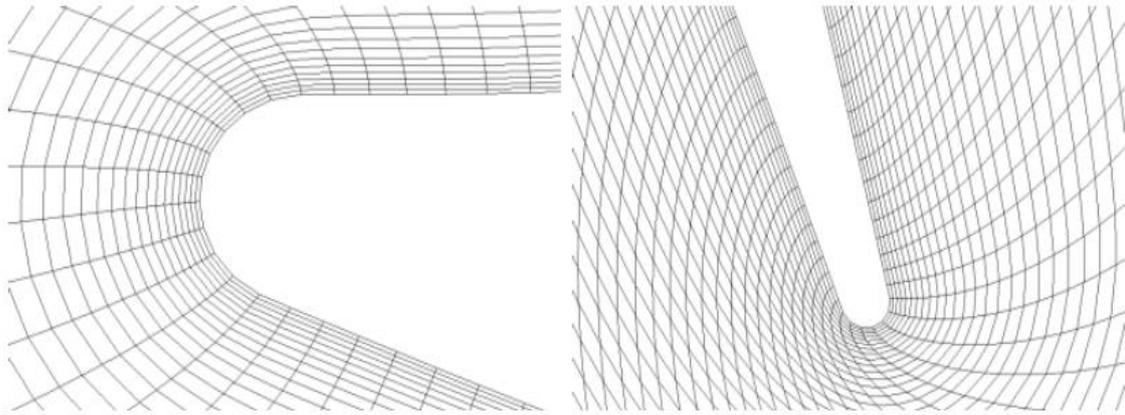


Figure 3.12: Maillage spécifique des bords d'attaque et bords de fuite

La résolution des bords d'attaque et de fuite des aubes est fortement améliorée grâce à cette configuration de maillage. La figure 3.12 montre un exemple de maillage généré selon cette technique.

- **Maillage du stator**

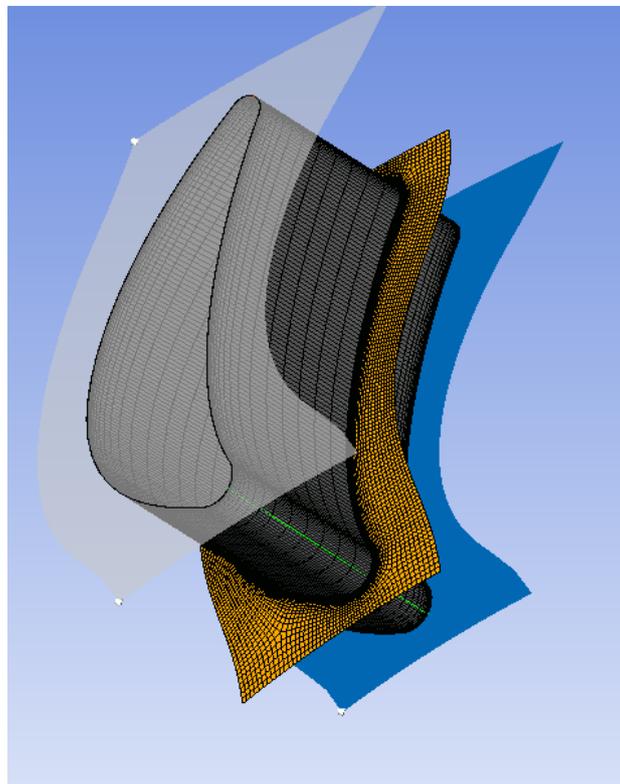


Figure 3.13: maillage du stator

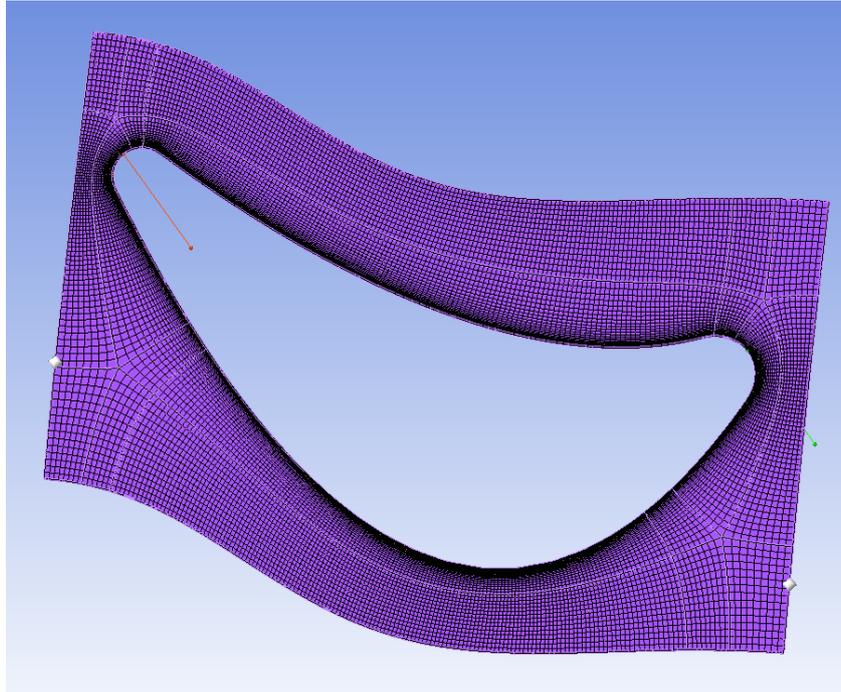


Figure 3.14: vue 2D du maillage du stator

- **Maillage du rotor**

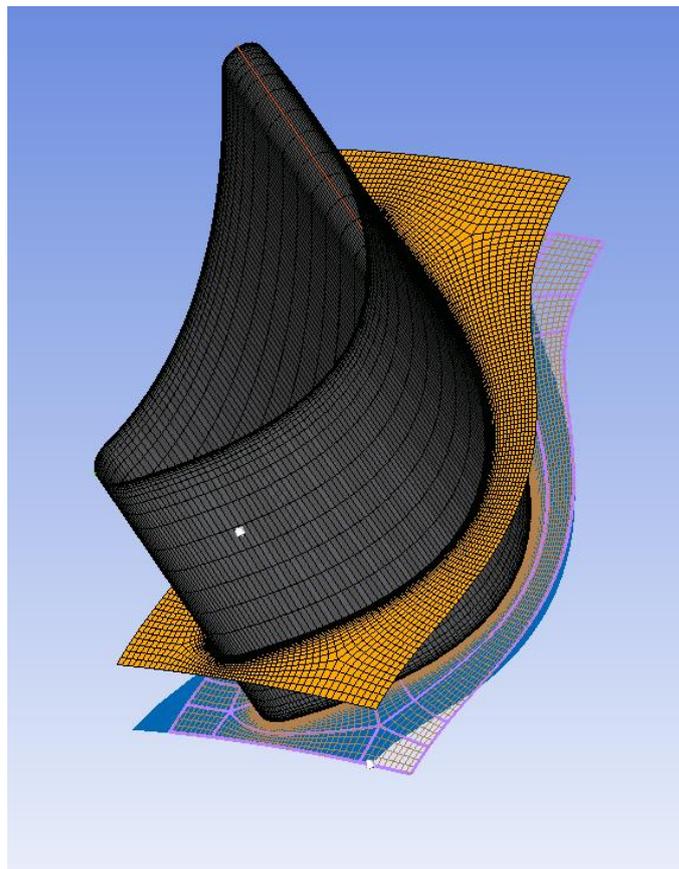


Figure 3.15: maillage du rotor

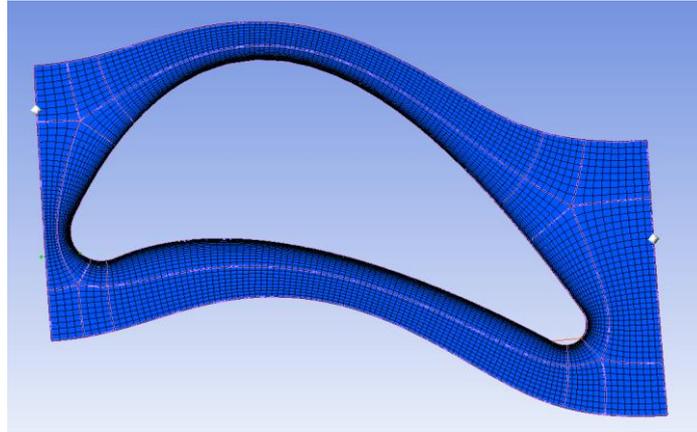


Figure 3.16: vue 2D du maillage du rotor

### 3.6 Interfaces et conditions aux limites

#### 3.6.1 Interfaces

Les interfaces suivantes doivent être définies :

- Interface périodique du rotor (R1 à R1) : interface entre deux domaines entourant des aubes successives de rotor, est une condition de symétrie (figure 3.17). Le changement de référentiel est réglé sur périodique, de sorte qu'une particule atteigne l'interface du domaine. Elle émerge au nouvel emplacement périodique et elle est tournée à la bonne position.
- Interface périodique du stator (S1 à S1): Similaire à R1 à R1 périodique, mais appliqué au stator
- Interface stator-rotor (S1 à R1): le mouvement du fluide entre le domaine du stator vers le domaine rotor est géré par le modèle de plan de mélange.

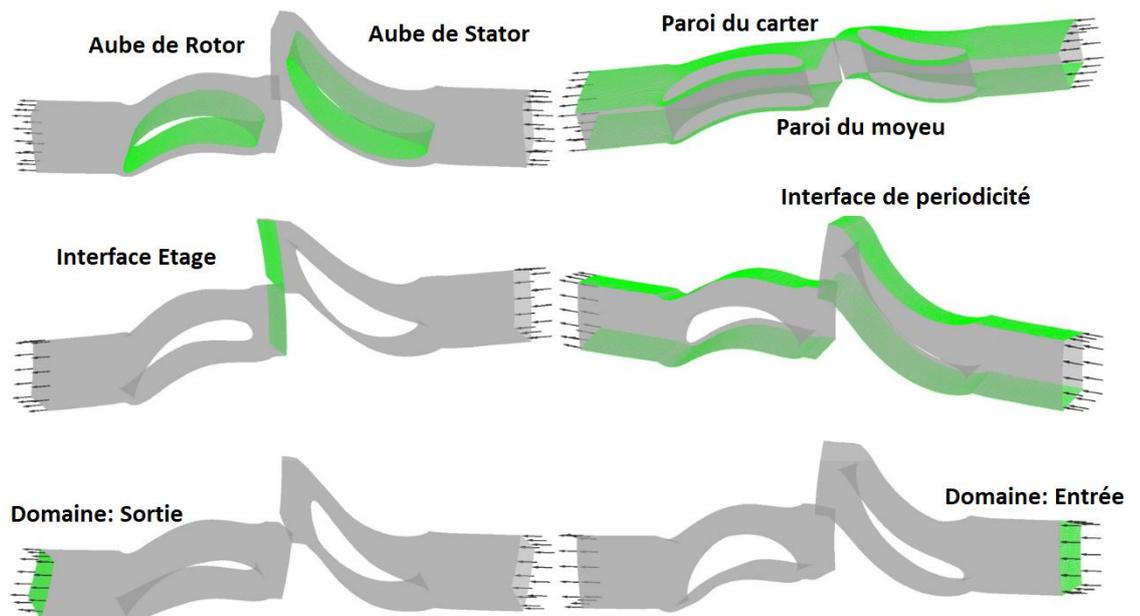


Figure 3.17: Interface des domaines de l'étage de la turbine

Les surfaces des aubes, le moyeu et le carter du stator sont définis comme des parois adhérentes, de sorte que le fluide ait la même vitesse à la paroi. Pour la section du rotor, la paroi de carter est définie comme une paroi contrarotative, de sorte que la paroi soit stationnaire dans le référentiel absolu.

### 3.6.2 Conditions aux limites

La résolution numérique des équations de base, relatives à l'écoulement du fluide à l'intérieur de la turbine de forage considérée, nécessite la spécification de conditions sur les limites externes d'un domaine. Toutes les simulations de ce travail ont été réalisées en spécifiant une pression totale à l'entrée et un débit massique à la sortie. Des conditions sans glissement ont été spécifiées pour les parois du domaine. La figure 3.18 montre les conditions aux limites dans un étage de la turboforeuse.

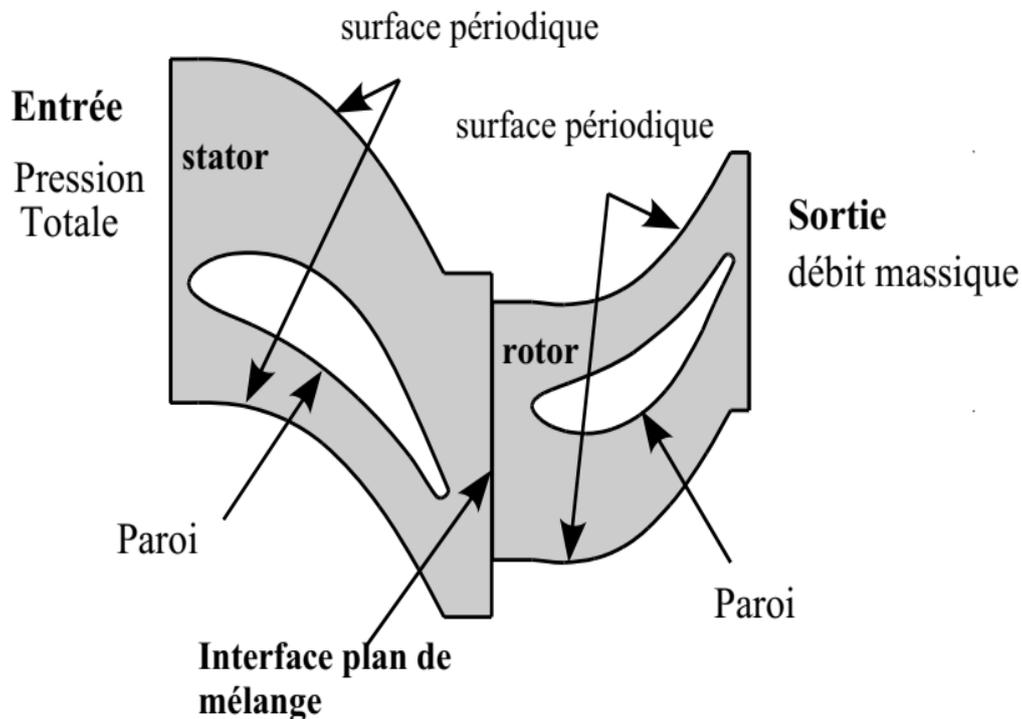


Figure 3.18: Conditions aux limites

- Condition de limite de sortie : Débit massique = 33,97 kg/s ;
- Paroi : adhérence aux parois de stator et les aubes du rotor ;

Pour l'interaction entre le stator fixe et le rotor mobile, le modèle de l'étage (plan de mélange) a été utilisé comme approche en régime permanent pour la prise en compte de la rotation du rotor. Des vitesses de rotation multiples ont été utilisées pour le rotor dans la plage de  $\Omega=0-2000$  tr/min.

### 3.7 Propriétés physiques de la boue

La boue qui s'écoule à l'intérieur de la turboforeuse, est considérée comme un fluide newtonien. Nous avons choisi ce modèle parce qu'il a été utilisé par le fabricant de la turbine pour ses essais [61]. La raison de ce choix est liée au comportement de l'écoulement qui est totalement turbulent [8]. Dans ces conditions, les boues de forage se comportent comme un fluide newtonien à viscosité constante [11].

Ce modèle de fluide simple est largement utilisé dans des travaux de recherche similaires sur la simulation de l'écoulement des turboforeuses[13, 14, 17].

Dans notre simulation, nous utilisons les propriétés physiques suivantes :

- masse volumique=1196.82 kg/m<sup>3</sup>.
- Viscosité = 8.899x10<sup>-4</sup> Pa.s.

### 3.8 Rugosité des parois

La rugosité de la surface est toute altération d'une surface solide [62]. Cette altération peut être une obstruction qui fait saillie dans l'écoulement ou une dépression dans la surface solide. En général, la rugosité se caractérise soit par des éléments discrets ou une variation continue (mais aléatoire) de la surface au-dessus et au-dessous d'une ligne de référence[62].

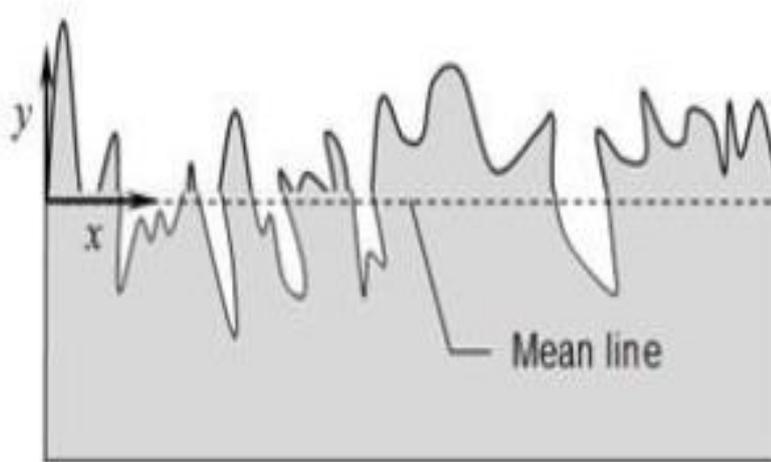


Figure 3.19: Vue de la rugosité de surface

Dans la présente étude, on a choisi une valeur de la rugosité de 6 micromètres, qui correspond à l'état de surface standard de l'acier neuf. Cette valeur est sélectionnée pour chacune des surfaces suivantes :

- L'aube de rotor.
- Le moyeu du rotor.
- L'aube de Stator.
- Le moyeu du stator.
- Le carter du stator.

### 3.9 Paramètres du solveur

Le modèle de turbulence k-e a été retenu (à démontrer le choix ultérieurement), avec une discrétisation du premier ordre car le maillage devrait être aligné sur l'écoulement. Comme critère de convergence, la moyenne quadratique des valeurs normalisées des résidus d'équation a été utilisées.

Le résidu RMS cible par défaut la valeur pour les simulations CFX est  $10^{-6}$  pour assurer une bonne convergence. Étant donné que la précision quantitative est requise, la convergence du couple de la turbine et de la puissance est vérifiée à chaque itération de notre calcul.

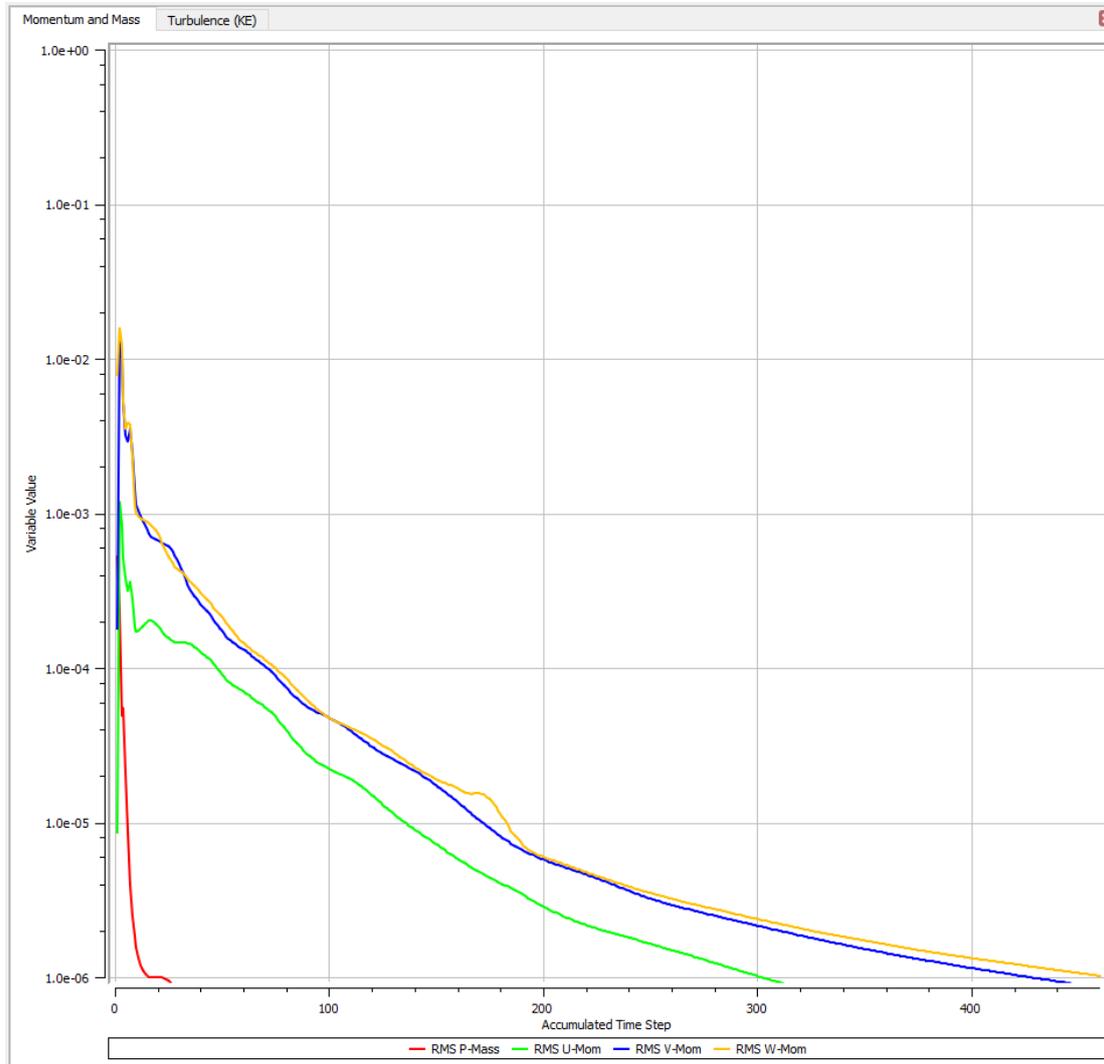


Figure 3.20: Évolution des résiduels lors de la résolution des équations d'écoulement.

## 3.10 Traitement de l'interaction entre le rotor et le stator

### 3.10.1 Introduction

Afin d'utiliser le même solveur, les écoulements dans le stator et le rotor doivent être calculés dans le repère fixe et le repère tournant de référence, respectivement. Cependant, un problème crucial est de savoir comment transférer les informations en aval et en amont à l'interface du stator et rotor[63].

Pour les turbomachines multi-étages, la qualité des prédictions d'écoulement dépend fortement du traitement de l'interaction rotor/stator. Cinq approches différentes sont disponibles dans ANSYS CFX pour simuler l'interaction entre les blocs rotatifs et non rotatifs. Les approches de plan de mélange (Mixing plane), ainsi que celui du rotor figé (Frozen rotor) sont destinées à des simulations stationnaires.

Les trois autres approches, à savoir la méthode de l'échelle des domaines, la méthode de la phase décalée et les méthodes harmoniques non linéaires sont destinées aux simulations instationnaires.

### 3.10.2 Approche du rotor figé

L'étude du rotor figé (Frozen rotor) [64], est utilisée pour calculer la vitesse, la pression, la turbulence, la concentration, la température pour l'écoulement dans les machines tournantes, il constitue un cas particulier d'étude stationnaire. Les parties rotatives sont maintenues fixes, et la rotation est expliquée par l'inclusion des forces centrifuges et de Coriolis. L'étude est particulièrement adaptée à l'écoulement dans les machines tournantes où la topologie de la géométrie ne change pas avec la rotation. Elle est également utilisée pour calculer les conditions initiales des simulations de l'écoulement dans les machines tournantes en fonction du temps.

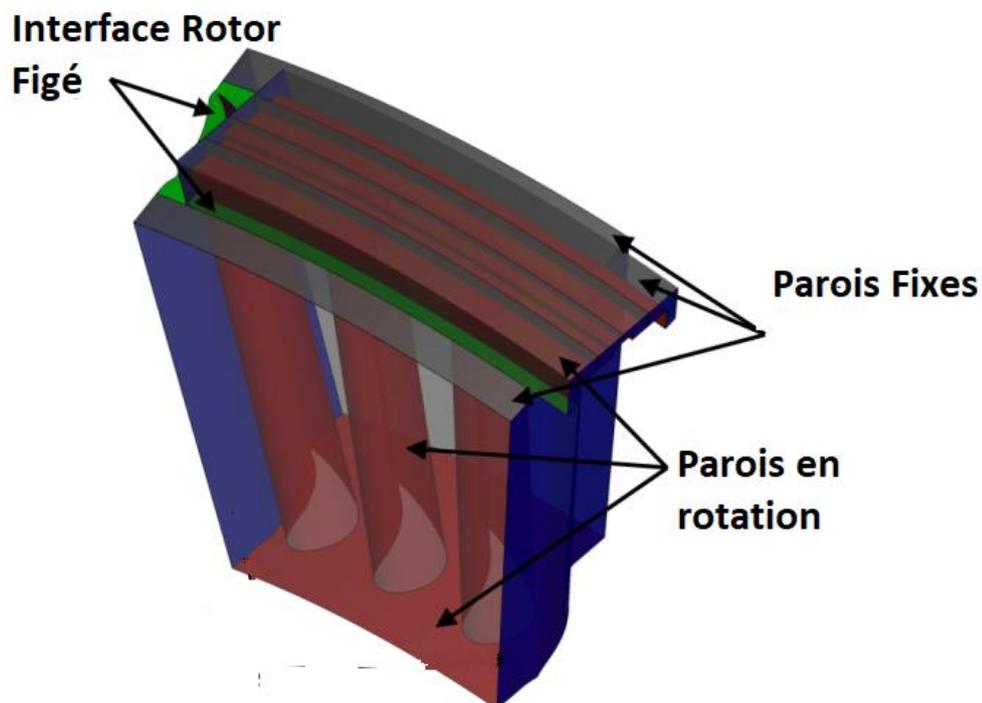


Figure 3.21: Représentation schématique de l'interface du rotor gelé.

L'approche du rotor figé suppose que l'écoulement dans le domaine mobile, est entièrement développé [65].

### 3.10.3 Approche du Plan de mélange

Le plan de mélange est une interface rotor-stator pour les écoulements permanents [39, 66, 67]. Il utilise une moyenne circonférentielle pour éliminer la dépendance temporelle de l'interaction rotor-stator.

Cet approche permet également de traiter des cas de pas arbitraires, entre le rotor et le stator. L'idée principale de la méthode du plan de mélange, est que l'interface ne voit que des valeurs moyennes dans le temps, et donc une moyenne circonférentielle à l'interface peut être utilisée pour générer une solution stable du champ d'écoulement (figure 3.22).

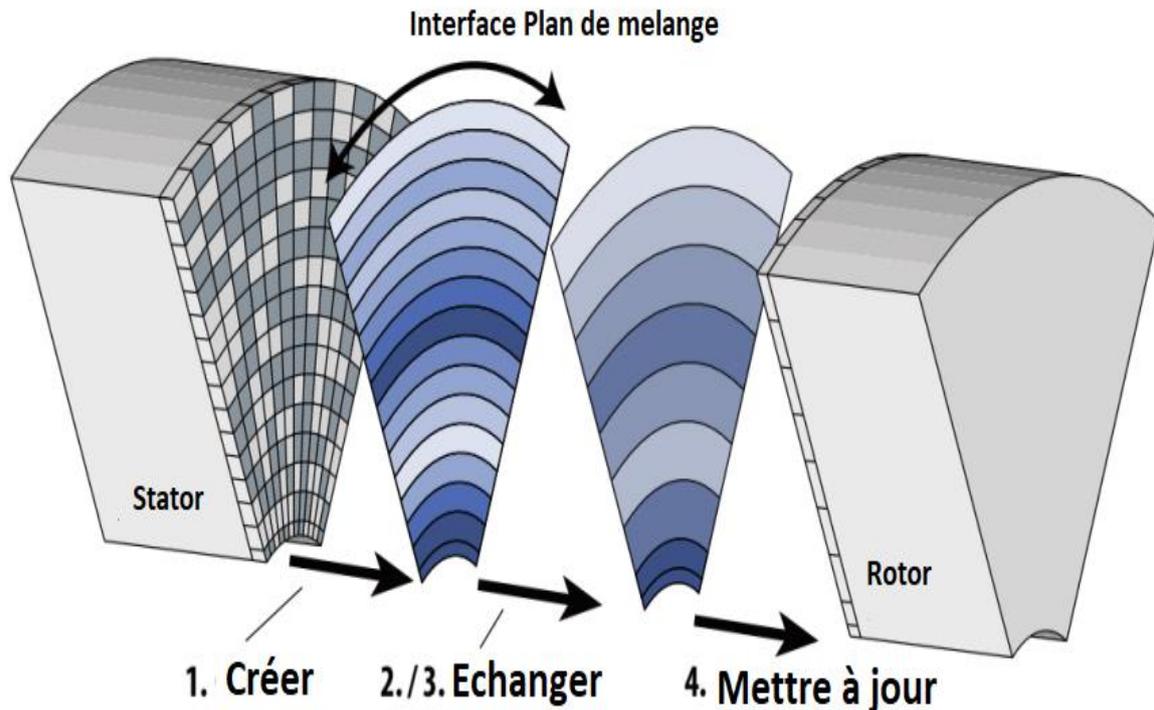


Figure 3.22: Représentation schématique de l'interface du plan de mélange.

L'approche du plan de mélange couple les solutions du champ d'écoulement entre deux rangées d'aube adjacentes en faisant la moyenne, dans le sens de la circonférence. Des quantités d'écoulement nécessaires à la loi de conservation dans un plan intermédiaire, appelé interface du plan de mélange. Cette procédure de calcul de moyenne est appliquée au plan de sortie en amont et au plan d'entrée en aval.

Les profils radiaux moyens circonférentiels pour la masse volumique, la température, la vitesse, extraits du plan de sortie amont, sont utilisés pour spécifier les valeurs limites d'entrée aval. Pour la condition limite de sortie amont, les valeurs de pression moyennes extraites du plan d'entrée aval sont utilisées. Le principe de ce plan de mélange n'est pas de connecter les deux domaines avec une interface de couplage, mais de transférer les valeurs d'une région en moyenne sur l'autre et d'utiliser ces valeurs pour une condition limite de valeur fixe.

### 3.12 Sensibilité de la solution au maillage

Le maillage de notre configuration géométrique est réalisé avec le module "TurboGrid" d'ANSYS qui crée des cellules hexaédriques de haute qualité pour les machines tournantes.

Le tableau 1 indique le nombre de cellules de maillage de l'ensemble de l'étage et leur influence sur la puissance et le couple. Les tests ont été réalisés pour une vitesse de rotation du rotor  $\Omega=1000$  tr/min. Le critère de convergence considéré est le résidu RMS fixé à  $10^{-6}$ [68].

Tableau 3.1. La puissance hydraulique et le couple en fonction du maillage.

Nombre de cellules	Puissance (W)	Couple (N.m)
200,000	1465.4	13.994
400,000	1442.5	13.775
600,000	1431.1	13.666
800,000	1429.3	13.649
1,000,000	1424.7	13.605
1,200,000	1421	13.569
1,400,000	1417.5	13.536
1,600,000	1417.6	13.537

On remarque que les valeurs de la puissance et du couple à 1400000 sont très proches des valeurs à 1600000 cellules. De ce fait, le maillage à 1400000 cellules a été retenu comme valeur de référence pour nos simulations afin de gagner du temps de calcul et de donner des résultats précis en même temps. Ce résultat donne une estimation initiale de pour le choix du maillage, qui doit être adapté à des conditions d'écoulement variées lorsqu'on augmente le débit, et la masse volumique du fluide. Il est recommandé d'augmenter la finesse du maillage lorsqu'on est confronté à des champs de vitesse d'intensité plus élevée.

### 3.13 Choix du modèle de turbulence

Les résultats des simulations d'écoulement de boue pour chaque modèle de turbulence sont présentés dans cette section. Ils sont comparés aux données expérimentales fournies par le fabricant. Les valeurs d'intérêt sont la puissance et le couple générés au niveau d'un étage de notre turbine, pour un débit de 33,97 kg/s et à une vitesse de rotation  $\Omega = 1000$  Tpm.

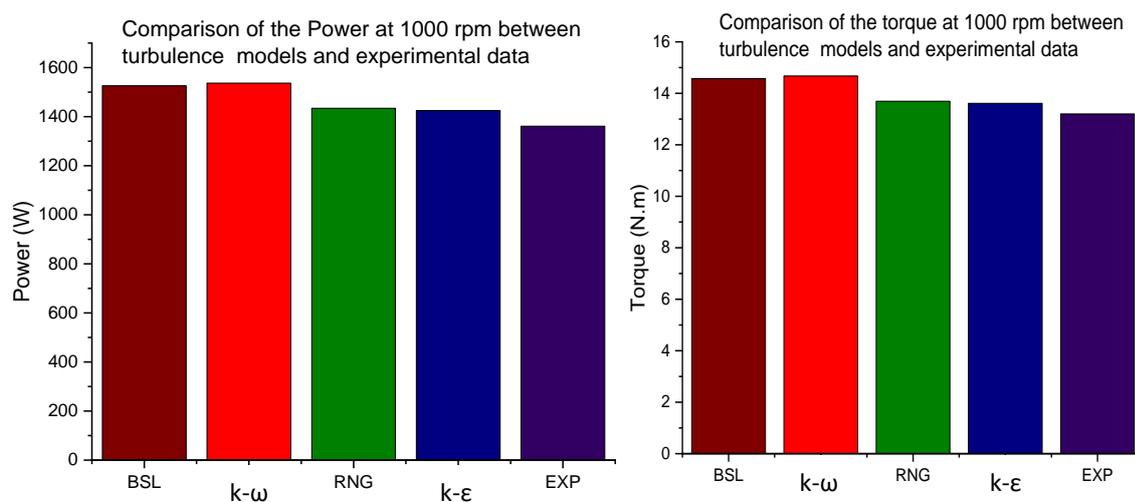


Figure 3.23: Comparaison de la puissance et du couple entre les modèles de turbulence

Dans la figure 3.23, on peut observer que le modèle de turbulence k- $\epsilon$  donne les valeurs de puissance et de couple les plus proches des données expérimentales suivies par le RNG k- $\epsilon$ . Les modèles k- $\omega$  et BSL donnent de mauvais résultats, en surestimant les valeurs de puissance et de couple.

Nous pouvons conclure de ce graphique que le modèle k-e a surpassé les autres en obtenant les résultats les plus proches aux données expérimentales. De plus, il prend moins de temps de calcul que les autres modèles de turbulence [39, 69] . C'est le modèle qu'on va choisir pour la suite, dans la simulation de l'écoulement à travers la turboforeuse considéré.

### **3.14 Méthodologie de la simulation**

L'écoulement modélisé est stationnaire, tridimensionnel, incompressible, adiabatique et turbulent. La simulation est effectuée à l'aide du logiciel ANSYS CFX pour turbomachines. Les équations de l'écoulement (RANS) sont résolues à l'aide du gestionnaire de solveur ANSYS CFX solver et la turbulence est modélisée à l'aide du modèle de turbulence k- $\epsilon$ . Le schéma d'interpolation CFX haute résolution est utilisé pour approximer les termes d'advection, et un schéma de premier ordre est adopté pour les termes de turbulence.

Les valeurs résiduelles moyennes quadratiques cibles (RMS) pour les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi que pour les équations de transport de la turbulence sont fixées à  $10^{-6}$ .

## Chapitre 4 : Validation de l'approche numérique

### 4.1 Résultats et validation de la simulation CFD

#### 4.1.1 Validation du modèle numérique

Les résultats de la simulation d'écoulement de boue sont présentés dans ce chapitre. Elles sont également comparées aux données expérimentales fournies par le constructeur[2]. Les figures 4.1 et 4.2 présentent une comparaison entre les valeurs numériques et expérimentales de puissance et de couple pour un débit de 33,97 kg / s et une plage de vitesse de rotation allant jusqu'à 2000 tr / min. Les résultats ont été obtenus après avoir atteint la limite des résidus de convergence mentionnée précédemment.

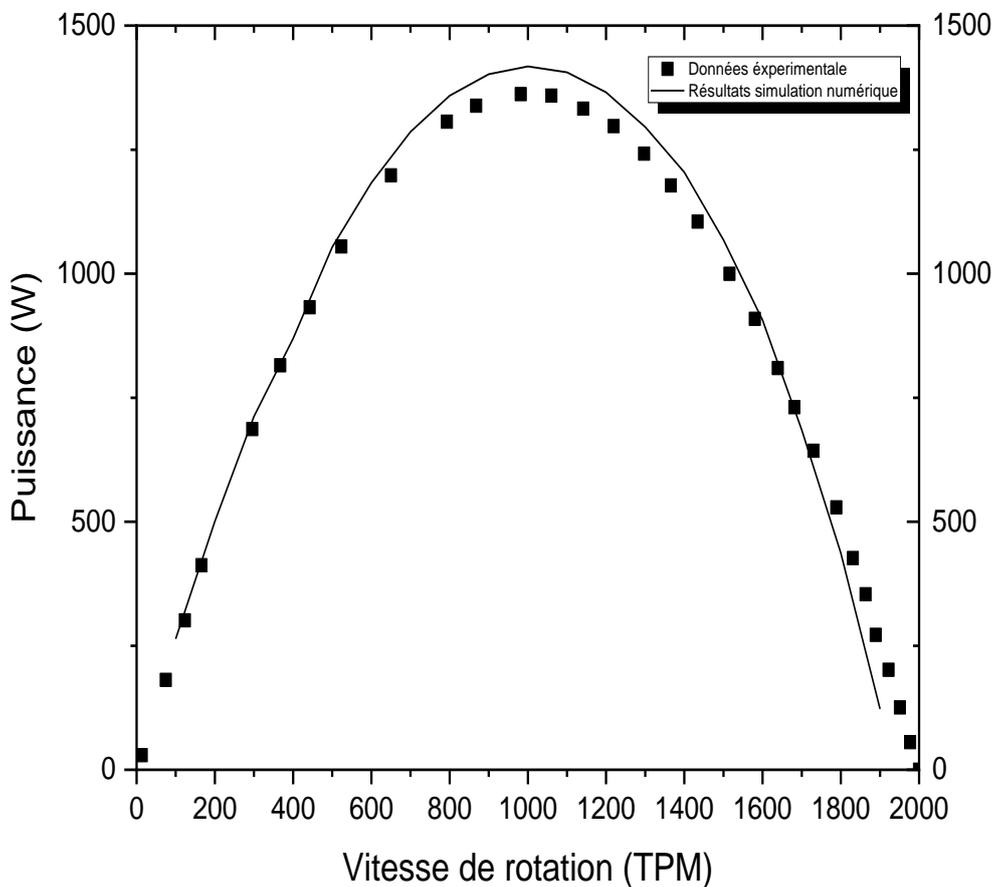


Figure 4.1: Puissance hydraulique en fonction de la vitesse de rotation.

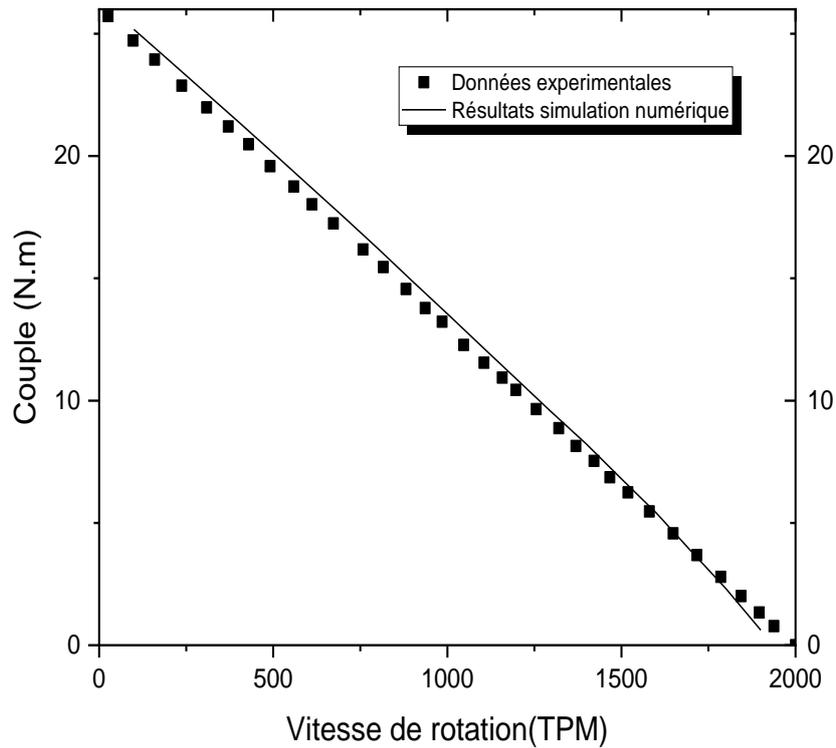


Figure 4.2: Le couple à différentes vitesses de rotation.

A partir des graphiques précédents, on observe que les résultats de notre simulation numérique sont en parfaite accord avec les données expérimentales[8]. De plus, cela montre que le modèle de plan de mélange (mixing plane), peut être utilisé pour estimer les courbes de performances de ce type de turbines aux conditions de fonctionnement utilisées, avec une bonne précision même s'il ne s'agit pas d'une simulation transitoire complète.

Les graphes de puissance hydraulique et le couple (expérimentale et numérique) ont le même comportement et la même forme de courbe parabolique inversé[16, 70], ce qui est cohérent avec la formule théorique de la puissance équation 2.21. D'après les graphiques précédents, on constate qu'une puissance optimale est générée dans une petite marge autour de la moitié de la vitesse de rotation d'emballement (couple nul), la puissance maximale égale 1421 W pour une vitesse de rotation de 1000 TPM. De même, dans les mêmes conditions, le couple a diminué linéairement (voir la formule 2.20) à partir d'un couple maximal (couple de décrochage) à vitesse nulle qui égal 26.38 N.m avant d'atteindre une valeur nulle pour la vitesse d'emballement de 2000 TPM. A partir de la relation entre la puissance et le couple (équation 2.6), la diminution du couple et compensé par l'augmentation de la vitesse de rotation jusqu'à atteindre la valeur de puissance optimale pour  $\Omega = 1000$  TPM[12, 17].

On conclut donc que l'approche numérique qu'on a choisie est efficace et bien fondée et peut être utilisée avec assurance, pour étudier et analyser tous les phénomènes physiques notamment ceux liés à l'écoulement dans la turbine de forage. Les avantages de cet approche sont claires. Ils vont permettre de réduire considérablement les coûts de conception et des tests de ces équipement[15]. Ils ouvrent également des perspectives intéressantes pour les travaux d'optimisations et d'amélioration des performances hydrauliques de ces machines[14, 71].

#### 4.1.2 Courbe de rendement hydraulique

L'approche de simulation actuelle permet d'obtenir des facteurs de performance clés détaillés, tels que la puissance et le couple. L'estimation de l'efficacité et du degré de réaction aident à étudier les performances de la turbine. Les facteurs mentionnés précédemment donnent un aperçu du mode de transfert et de distribution d'énergie sur le stator et le rotor dans un étage de turboforeuse[13].

Pour obtenir le rendement, la perte de charge sera calculée pour un étage de turbine (eq. 2.19). A chaque vitesse de rotation, le rendement est calculé pour les simulations présentées en fonction de l'équation (2.20). Les résultats sont présentés sur la figure 4.3.

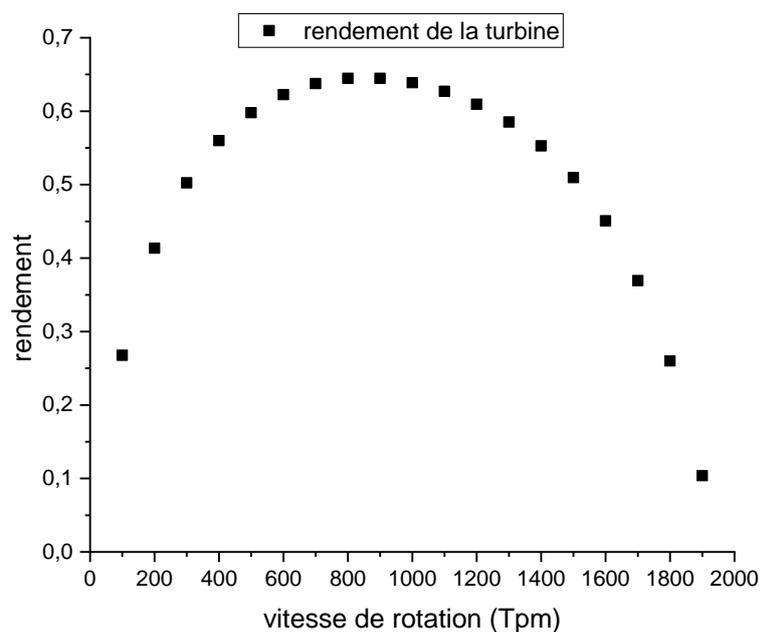


Figure 4.3: Rendement de l'étage en fonction de la vitesse de rotation

La forme de la courbe obtenue est très similaire à la courbe de puissance précédente (figure 4.3) qui forme une parabole, avec des valeurs minimales proches de la vitesse de rotation nulle et de la vitesse d'emballage maximale. L'efficacité optimale est observée au même intervalle où les valeurs optimales maximales de la puissance sont dans la plage de [900-1100] tr / min.

Dans cet intervalle, un équilibre apparaît entre les forces de diffusion de viscosité et les interactions inertielles turbulentes, qui se traduit par le meilleur transfert d'énergie entre le fluide de forage et le rotor de turbine.

#### 4.1.3 Degré de réaction de l'étage

Le degré de réaction de l'étage est un facteur très utile vu qu'il quantifie le comportement de la turbine. Il est largement influencé par la géométrie des aubes du rotor et du stator et des conditions d'écoulement[28]. Il est calculé en extrayant les données de pression statique moyenne de la simulation d'écoulement de la turboforeuse au point d'intérêt.

- Entrée stator :  $p_1$
- Interface stator-rotor :  $p_2$
- Sortie rotor :  $p_3$

En utilisant la relation (2.10), la courbe du degré de réaction en fonction de la vitesse de rotation peut être tracée comme indiqué sur la figure (4.4).

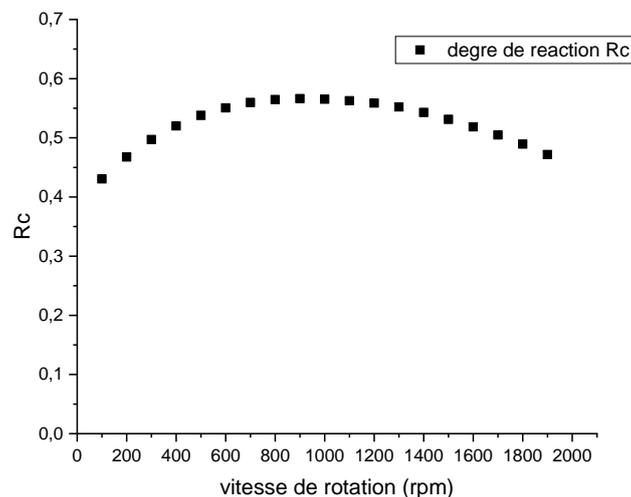


Figure 4.4: Degré de réaction de l'étage en fonction de la vitesse de rotation

D'après la courbe ci-dessus, on observe que le degré de réaction de l'étage change légèrement dans toute la plage de vitesse de rotation. On peut remarquer que ces valeurs se situent autour de 0,5. Cela peut être lié à la géométrie puisque les aubes du stator et du rotor partagent la même géométrie[30]. La valeur maximale du degré de réaction (0,55) est observée dans la plage de vitesse de rotation [900-1100] tr / min.

Les valeurs du degré de réaction obtenu ne sont pas très éloignées de la valeur la plus souhaitable [17, 26] qui est égale à 0,5. Cette valeur est considérée comme le meilleur compromis entre la puissance générée par la turbine étudiée et la charge de poussée qui doit être supportée par des paliers de la turboforeuse et réduit également la tendance à la séparation de la couche limite de la surface de l'aube en évitant de fortes pertes de charge de stagnation.

## 4.2 Résultats de champs d'écoulement

Après validation de notre simulation CFX, dans cette section, nous présenterons les structures des champs d'écoulement. Information qui ne peut être fournie par le fabricant. Il est très difficile de les obtenir expérimentalement, en particulier dans des conditions d'essai sur terrain[3].

Les graphiques suivants montrent le comportement de l'écoulement à l'intérieur d'un étage de la turbine axiale actuelle, à certaines vitesses de rotation étudiées. Certaines variables clés telles que la vitesse, la pression et la viscosité turbulente sont présentées dans les figures 4.5, 4.6 et 4.7, Trois valeurs de vitesse de rotation de la roue ont été utilisées (400, 1000, 1600 tr / min) Les contours sont présentés à 50% d'envergure des régions des aubes du stator et du rotor.

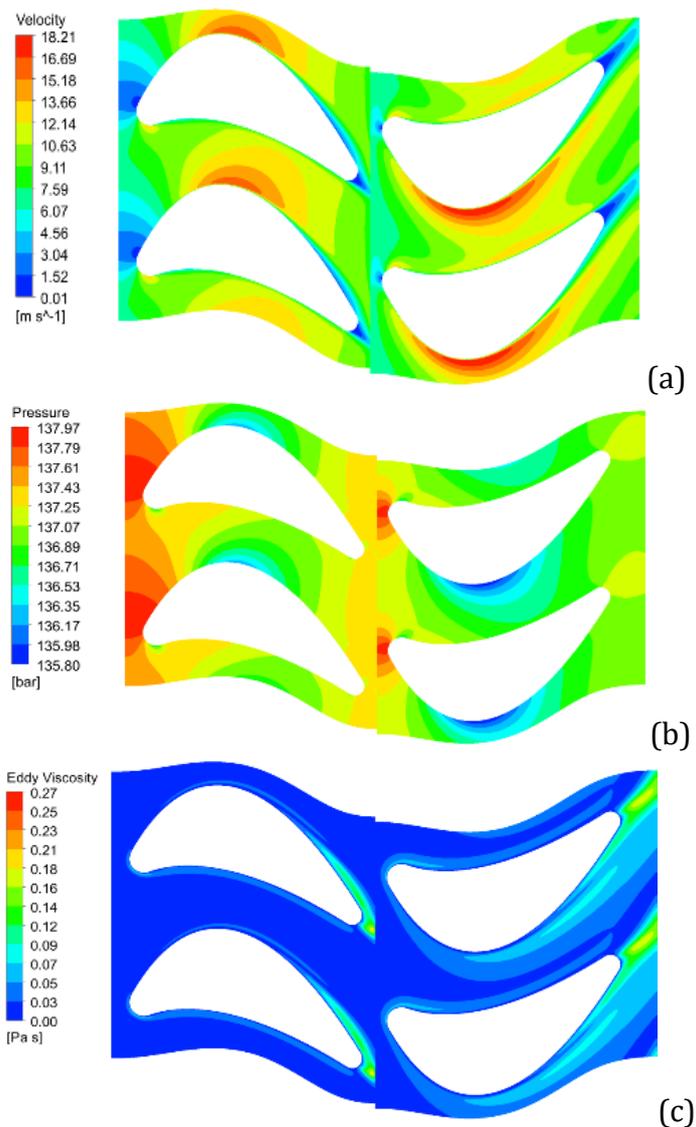


Figure.4.5: Champs d'écoulement pour  $\Omega=400$  tr/min  
(a: vitesse; b: pression; c: viscosité turbulente)

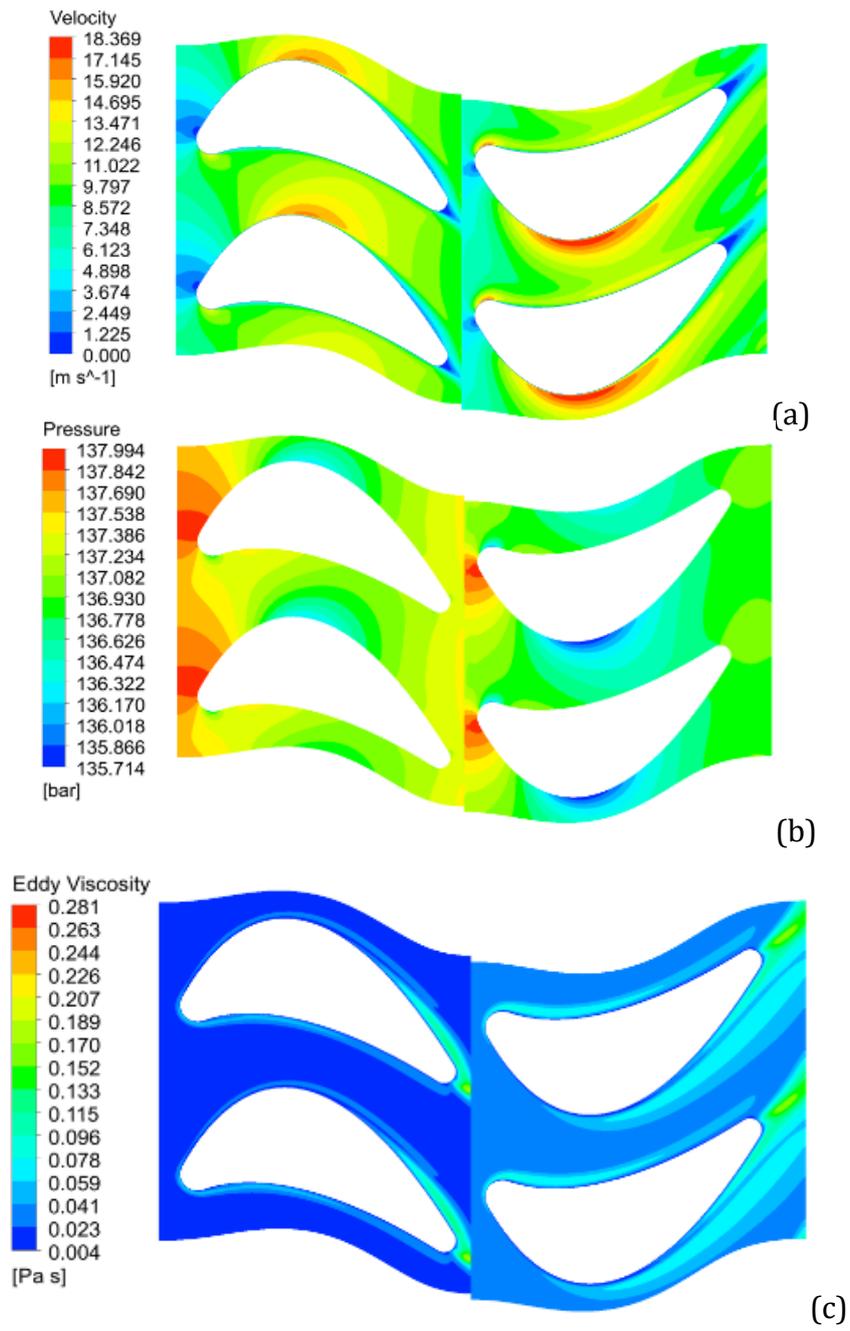


Fig.4.6: Champs d'écoulement pour  $\Omega = 1000 \text{ tr /min}$   
(a: vitesse; b: pression; c: viscosité turbulente)

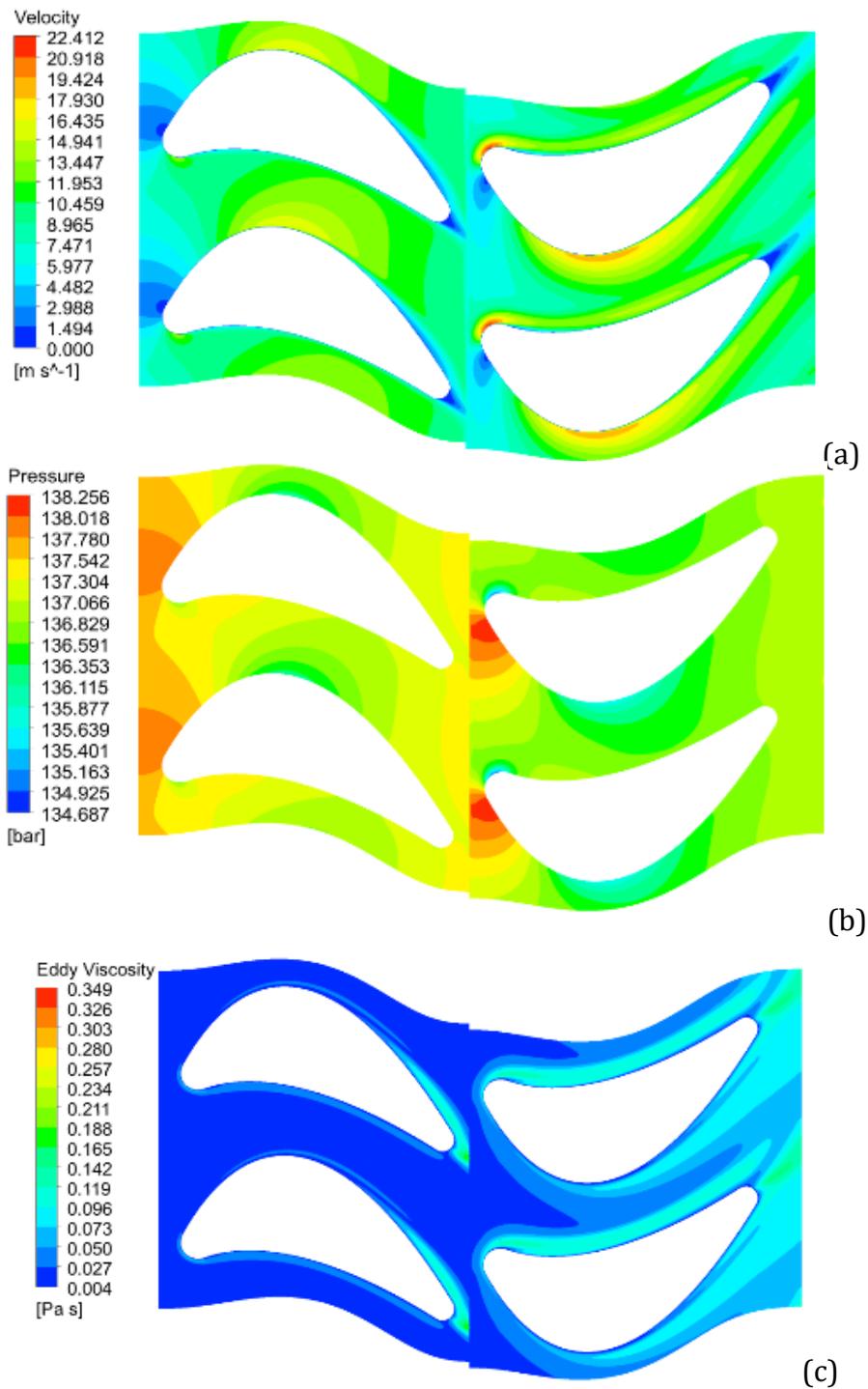


Figure 4.7: Champs d'écoulement pour  $\Omega=1600$  tr/min  
(a: vitesse; b: pression; c: viscosité turbulente)

On peut observer, à partir de ces figures, que la répartition de pression pour les trois cas de vitesse de rotation n'est pas symétrique autour des aubes du rotor et du stator (côté pression et côté aspiration).

Cette différence de pression est créée par l'asymétrie de la géométrie du profil de l'aube qui perturbe l'écoulement du fluide et crée un gradient de pression négatif côté aspiration et un gradient de pression positif côté pression[72]. Cela crée une force de portance principalement pour le rotor, conduisant à la génération du couple[30].

Cette répartition de pression montre également la raison de la diminution du couple avec l'augmentation de la vitesse de rotation (figures 4.5b, 4.6b et 4.7b). La différence de pression entre les côtés de la lame est plus élevée aux faibles vitesses de rotation. Le gradient de pression plus élevé dû à la diffusion qui a lieu pour des conditions de faible vitesse d'écoulement.

Pour les vitesses de rotation plus élevées, les effets turbulents prennent le dessus sur la diffusion et entraînent plus de dissipation d'énergie et de mélange turbulent [4, 73]. La répartition de la pression dans ce cas est plus uniforme. Cela conduit à une force de levage plus faible et le couple est plus petit et tend vers zéro pour la vitesse de rotation maximale (condition d'emballement)[74]. Le champ de vitesse est profondément lié au champ de pression. Des valeurs de vitesse plus élevées se produisent dans les régions à basse pression du côté aspiration à la fois du stator et du rotor.

D'autre part, la surface intrados ont une pression élevée et une vitesse inférieure. Le fluide est d'abord accéléré dans le bord d'attaque des aubes de stator et lorsqu'il atteint la pointe d'étranglement, il est décéléré jusqu'au bord d'attaque des aubes de rotor.

La turbulence est un facteur clé influençant les performances de la turbine, et en observant la viscosité turbulente, qui est une indication de la production de turbulence, on voit que la région autour de la surface de l'aube, en particulier du côté aspiration où les valeurs de vitesse sont les plus élevées, la plus grande production de turbulence. Cette tendance est observée au bord de fuite à la fois du stator et de l'aube de rotor où la séparation de la couche limite est la principale raison de la génération d'énergie cinétique turbulente. On observe également que la viscosité turbulente continue d'augmenter lorsque la vitesse de rotation est élevée de 400 à 1600 tr/min, ce qui est prédit car il y a plus d'interaction entre les surfaces des aubes et le fluide en circulation.

### **4.3 Champs d'écoulement en condition de puissance optimale**

Comme il a été constaté dans les passages précédents que, la puissance optimale correspond à la vitesse de rotation de  $\Omega = 1000$  tr / min, il est donc préférable de présenter les structures d'écoulement pour cette condition plus en détail, car c'est la condition souhaitée pour le fonctionnement de la turboforeuse.

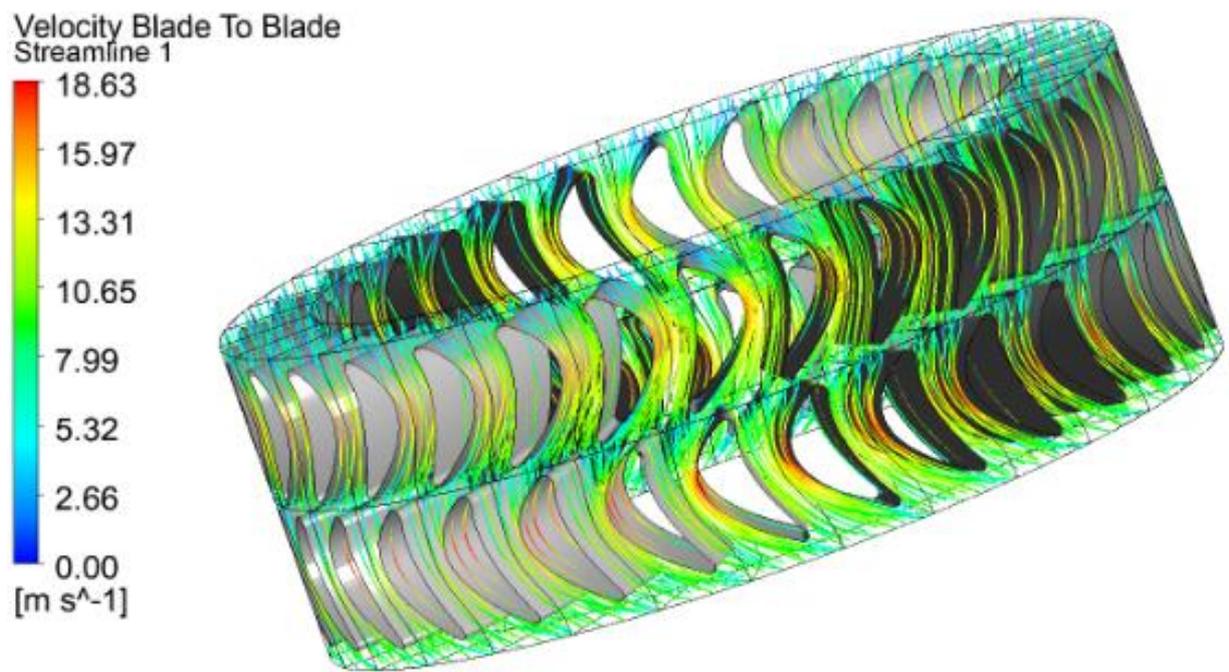


Figure 4.8: les lignes de vitesse dans un étage de turbine

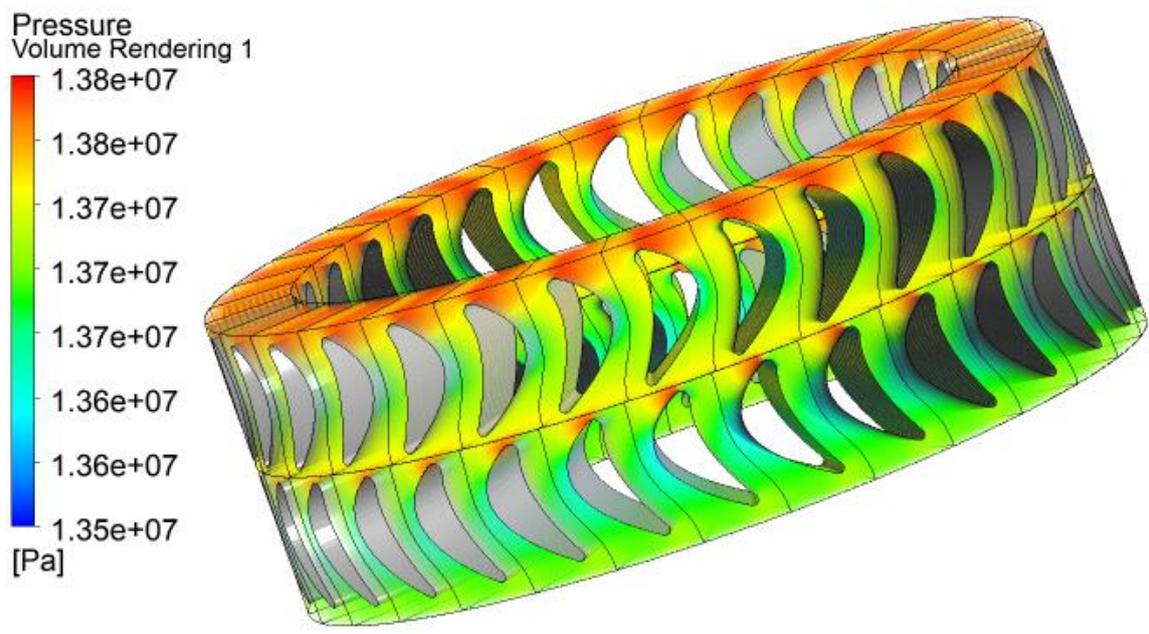


Figure 4.9: la distribution de pression dans un étage de turbine

La visualisation des lignes de vitesse 3D (fig. 4.8) et de la distribution de pression 3D (fig.4.9) donne des informations plus détaillées que les contours 2D du paragraphe précédent.

La figure 4.8 montre que les particules de fluide suivent deux chemins séparés, l'un autour de l'extrados (coté aspiration) ou il sera accéléré qui produit une zone de dépression, l'autre sur l'intrados ou la forme est faiblement incurvé donc peu de changement de la vitesse est donc une pression plus importante que la zone de l'extrados[75].

Lorsque le fluide de forage s'écoule à travers les aubes du rotor, la différence de pression entre le côté pression (intrados) et le côté aspiration de l'aube de stator (extrados) est relativement faible (figure 4.9). Lorsque la boue de forage s'écoule à travers le rotor, une grande différence de pression se produit entre les deux surfaces de l'aube.

Les graphiques suivants illustrent les distributions des forces appliquées par le fluide en circulation sur les surfaces des aubes de turbine. Ils montrent la contrainte normale ou la répartition de la pression sur les aubes (figure 4.10) et la contrainte de cisaillement ou frottement de paroi sur la figure 4.11.

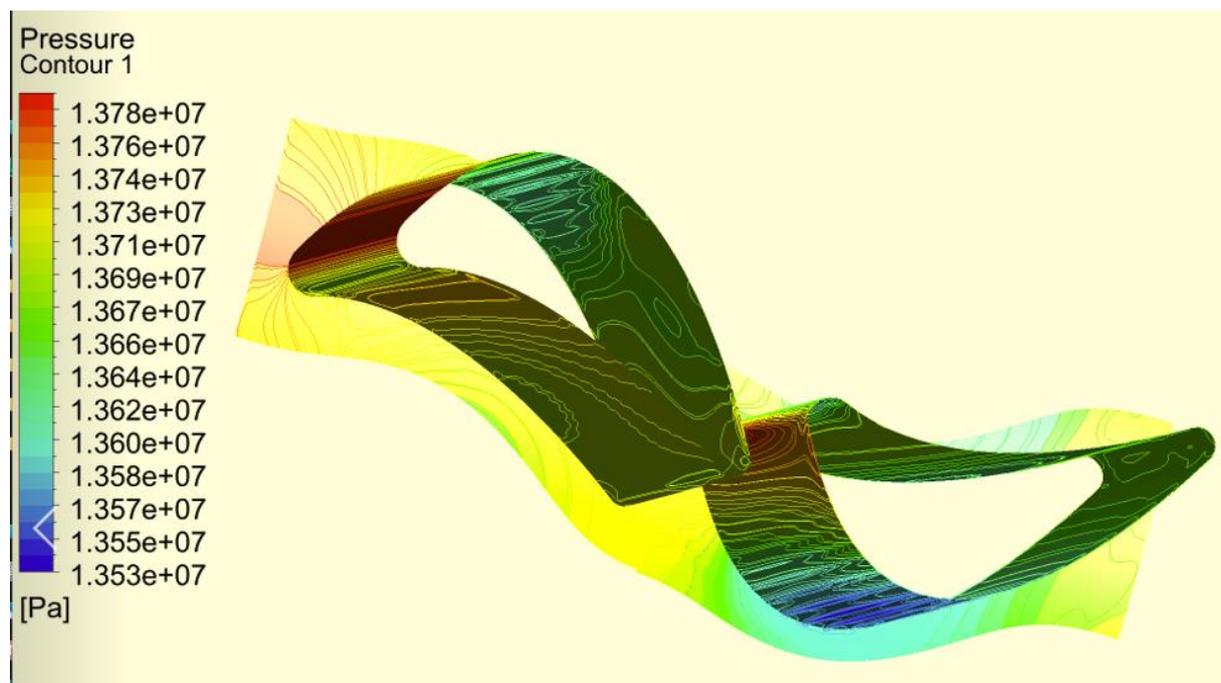


Figure 4.10: Répartition de la pression dans les surfaces d'aubes d'un étage de turbine

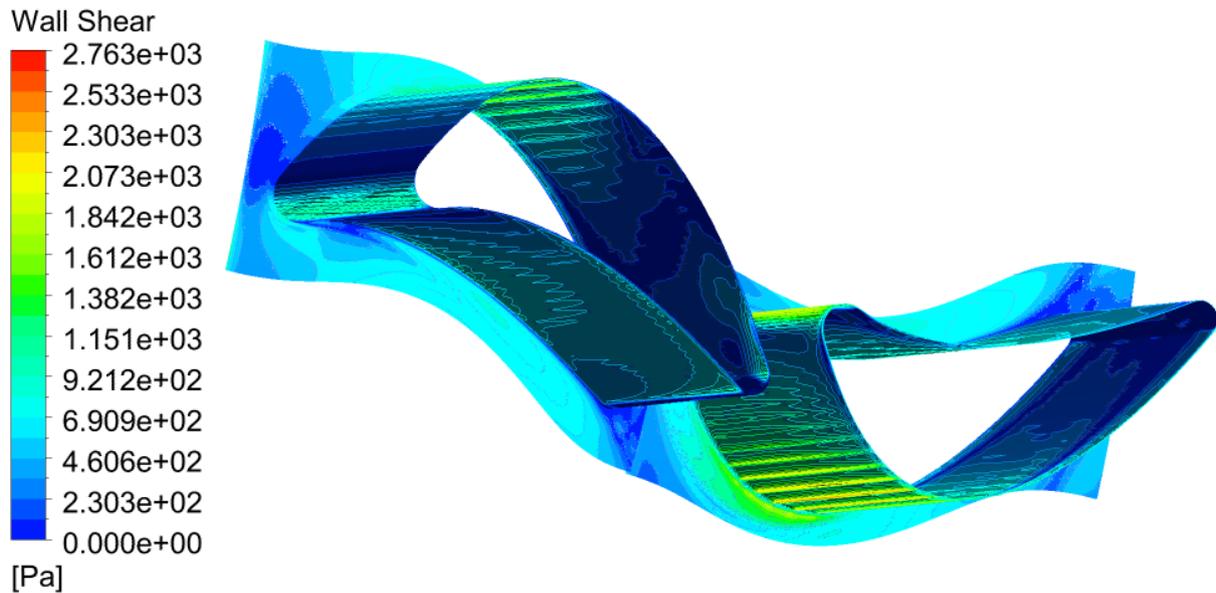


Figure 4.11: Répartition du cisaillement des parois dans les surfaces d'aubes d'un étage de turbine

Les surfaces des aubes du rotor sont les zones les plus cruciales de la turbine, où s'effectue le transfert d'énergie entre la boue de forage en circulation et le rotor de la turbine. La répartition de la pression sur l'aube et les gradients se produisant entre ses deux côtés génèrent la force de portance [14, 76] qui génère le couple de rotation.

Le cisaillement de la paroi est lié à la force de traînée, et c'est la principale cause des pertes d'énergie à l'intérieur de l'étage de la turbine. On a observé que le cisaillement de la paroi est étroitement lié à la valeur de la viscosité turbulentes (voir figures 10c, 11c, 12c).

Il y a des valeurs plus élevées à la sortie du rotor. Dans cette région, la viscosité des tourbillons atteint sa valeur la plus élevée, ce qui contribue à augmenter les contraintes de cisaillement du fluide.

#### 4.4 Conclusion

Dans ce chapitre, des simulations numériques ont été réalisées pour étudier l'écoulement d'un fluide de forage à l'intérieur d'un étage d'une turbine axiale de fond (Turboforeuse). Cette étude a été entreprise pour utiliser les outils de simulation numérique (CFD) afin de comprendre le comportement complexe de l'écoulement à l'intérieur de ce type de machines. Afin de vérifier l'efficacité et la précision de notre approche, les résultats numériques des paramètres de performance ont été comparés aux mesures fournies par le fabricant de la turbine.

Il a été constaté que les résultats des simulations numériques actuelles et les résultats expérimentaux sont en concordance, ce qui prouve le bien fondé de notre méthode et la possibilité d'étendre son utilisation à d'autres aspects physiques de notre machine. La vitesse de rotation optimale est obtenue à 1000 tr/min.

La vitesse de rotation optimale est obtenue à 1000 tr/min. Ceci est dû à l'établissement d'un équilibre entre divers phénomènes physiques concurrents, à savoir les forces de diffusion et de viscosité d'une part et les interactions inertielles et turbulentes d'autre part. Cette étude permet de conclure que les simulations actuelles offrent un outil efficace de cout raisonnable pour spécifier les conditions de fonctionnement optimales de la turbine considérée.

## Chapitre 5 : Etude paramétrique

### 5.1 Introduction

Pour le fonctionnement de la turboforeuses plusieurs types de boues de forage peuvent être utilisés[8]. Les facteurs majeurs qui influencent le choix du fluide de forage sont[10] :

- Le coût.
- L'impact écologique.
- Les performances techniques de la machine.

Les boues de forage à base d'eau sont largement utilisées comme fluide moteur des turbines de forage, ceci pour des raisons purement économiques, le fluide de base est l'eau douce avec des additifs[77]. Ces matières ajoutées ont des effets sur les propriétés de la boue, en augmentant la masse volumique, et en changeant les propriétés rhéologiques (plus précisément la viscosité)[78].

### 5.2 Méthodologie

Dans cette partie du travail, on va s'intéresser à l'influence de certaines propriétés physiques de la boue de forage plus précisément la masse volumique et la viscosité, sur les performances de la turbine axiale considérée (puissance et couple), ainsi que l'effet du débit massique. Ces trois facteurs sont les plus faciles à modifier pour contrôler le fonctionnement de la turbine de forage ainsi que ses performances. Cela se fera en exploitant notre modèle numérique qui a été validé au chapitre précédent pour une analyse de performance plus détaillée. Les résultats obtenus seront comparés aux résultats expérimentaux du constructeur du modèle de la machine pour conforter d'avantage notre approche.

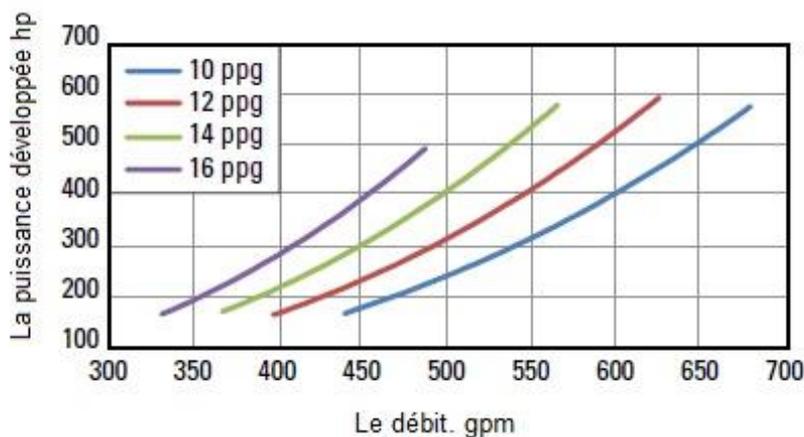


Figure 5.1: Variation de puissance de la turboforeuse T122 en fonction du débit et de la masse volumique[2]

Dans cette partie on commence par des simulations pour plusieurs valeurs du débit massique de la boue en fixant sa masse volumique ( $1196.82 \text{ kg/m}^3$ ) et sa viscosité ( $0.89 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}$ ).

Pour chaque valeur du débit on effectue une simulation de l'écoulement à travers la même géométrie et les mêmes conditions décrites dans les chapitres précédents jusqu'à la convergence ( $RMS=10^{-6}$ ), après on calcule les paramètres de performance (puissance, couple et rendement) pour chaque valeur de la vitesse de rotation du rotor qu'on augmente par incrément jusqu'à atteindre la vitesse de blocage (couple nul), puis on trace les courbes de variation de la puissance et du couple. Cette procédure sera répétée pour les valeurs suivantes de débit : 20, 24, 28, 33.97, 38, 42 et 46 kg/s.

Après le tracé de toutes les courbes de puissance, on retient la valeur du couple de décrochage (pour une vitesse de rotation nulle) ainsi que la puissance maximale en fonction du débit massique, cette dernière sera comparée à une courbe expérimentale disponible dans les données du constructeur de notre modèle spécifique de la turboforeuse T122 [2].

En deuxième étape, on effectuera plusieurs simulations pour plusieurs valeurs de la masse volumique de la boue, en fixant le débit massique à 33.97 kg/s et la viscosité à  $0.89 \cdot 10^{-3}$ . Pour chaque valeur de la masse volumique, on répète la même procédure utilisée au paragraphe précédent, en considérant les valeurs suivantes : 1000, 1100, 1196.82, 1300, 1400, 1600 et 1800 kg/m<sup>3</sup>.

Finalement, nous testons l'effet de la variation de la viscosité du fluide sur les performances de la turboforeuse T122, en fixant toujours le débit massique à 33.97 kg/s et la viscosité à  $0.89 \cdot 10^{-3}$ . Pour chaque valeur de la viscosité, on répète la même procédure utilisée aux paragraphes précédents auquel on va considérer respectivement les valeurs suivantes :  $10^{-3}$ ,  $1.5 \cdot 10^{-3}$ ,  $2 \cdot 10^{-3}$  et  $3 \cdot 10^{-3}$  poiseuilles.

## 5.3 Influence du débit sur la puissance et le couple générés

### 5.3.1 Courbes de puissance et de couple

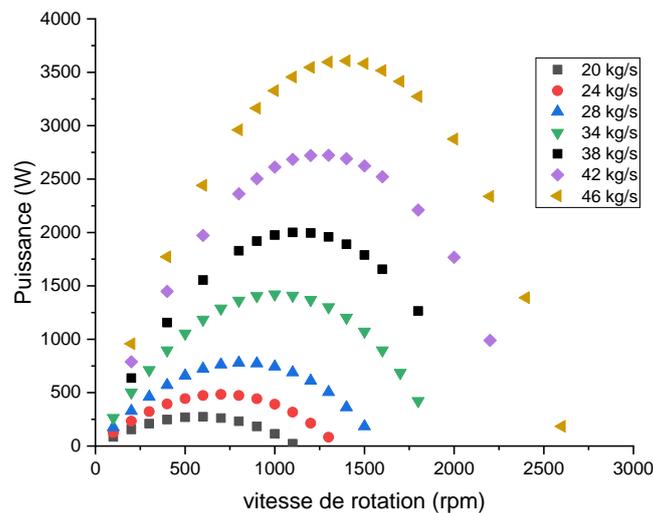


Figure 5.2: Puissance en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du débit

Nous remarquons que toutes les courbes de puissance ont une forme parabolique inversé (voir chapitre précédent)[68], avec une valeur maximale située à un demi de la vitesse limite d'emballement (puissance nulle)[14, 79].

Nous remarquons aussi, que les valeurs de puissance augmentent d'une façon significative avec l'augmentation du débit massique de la boue. Car pour une augmentation du débit de 20 k/s à 46 kg/s, la puissance maximale augmente de 273 watt à 3600 watt. Ce qui représente une augmentation considérable.

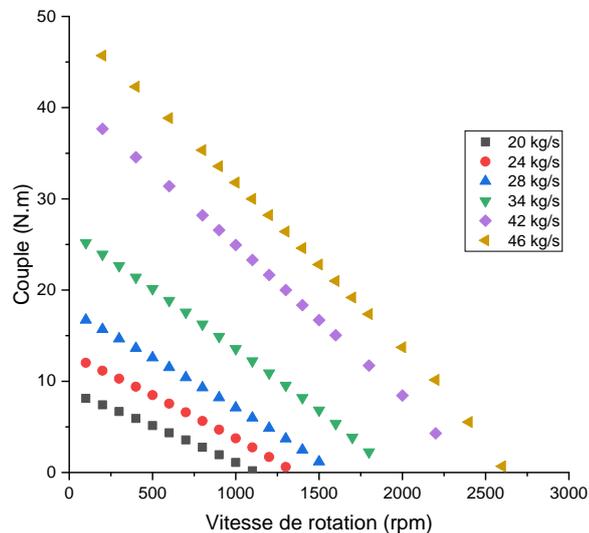


Figure 5.3: Variation du couple en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs du débit

Pour les courbes de couples en fonction de la vitesse de rotation (figure 5.3), elles prennent toutes, une forme linéaire décroissante, démarrant d'une valeur initiale maximale lorsque la vitesse est nulle (couple de décrochage), et décroissant vers une valeur nulle pour la vitesse d'emballement.

On note également, que les valeurs de couple augmentent aussi d'une façon très remarquable. Pour donner un bon aperçu sur l'influence de débit massique de la boue sur les performances on présente le tableau suivant[68].

Tableau 5.1. Influence du débit massique sur la puissance et le couple maximum

Debit massique (kg/s)	Puissance maximale (W)	Couple maxi. (J)
20	273.615	8.83449
24	483.341	12.9073
28	779.53	17.7539
34	1422.35	26.3798
38	2072	32.7729
42	2723	40.7843
46	3606.92	49.1264

Ce tableau montre que la variation du débit de boue produit des changements qualitatifs importants de la puissance. Les résultats obtenus sont en bon accord avec les données du fabricant (Manuel Neyrfor[2]). Nous concluons que, pour assurer une performance opérationnelle stable pendant le forage, un suivi permanent du débit massique est nécessaire. Toute légère variation de débit massique entraîne de grands changements dans les caractéristiques de performance de la turbine, ce qui affecte négativement le processus de forage[9].

### 5.3.2 Comparaison entre simulation et valeurs expérimentales (Validation)

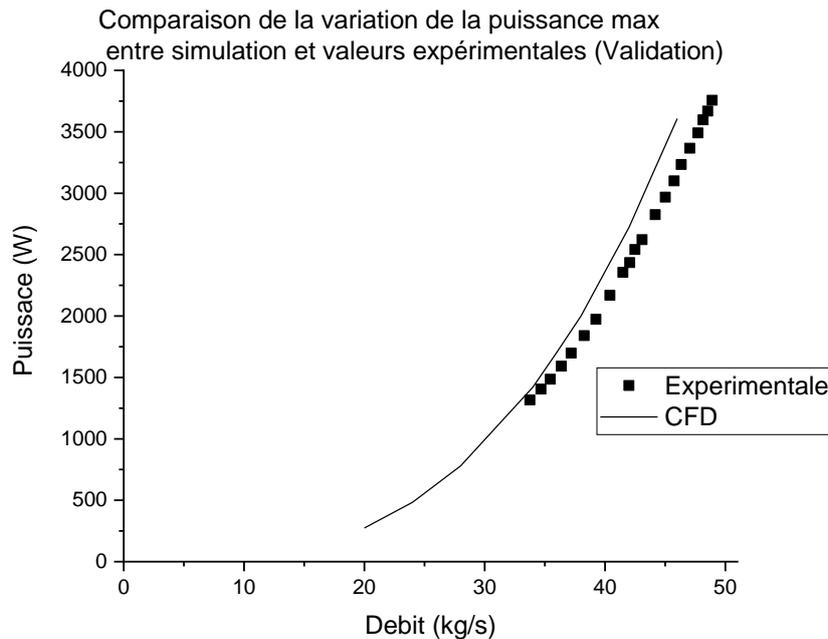


Figure 5.4: Comparaison entre valeur numérique et expérimentale de la puissance maximale

On peut utiliser les valeurs de la puissance maximale illustrées sur le tableau précédent pour tracer des courbes de comparaison entre les résultats de nos simulations numériques ainsi que les valeurs expérimentales de la turboforeuse (modèle T122)[2].

La figure 5.4 montre une très bonne concordance entre les valeurs numériques et celles trouvées expérimentalement, ce qui montre le bien fondé et l'efficacité de notre approche. Mais au-delà de ces résultats encourageants, notre méthode permet aussi d'explorer l'influence du débit massique sur la puissance générée par la turbine dans un intervalle largement étendu, comparé au dispositif expérimental qui est relativement limité. L'utilisation de l'approche que nous avons choisie permet une réduction considérable du coût et du temps pour analyser les performances des turbines de forage, ce qui sera très bénéfique sur le processus de conception et de fabrication de ces machines[61].

### 5.3.3 Présentation de champs d'écoulement

Les figures 5.5, 5.6 et 5.7, illustrent respectivement la distribution des champs de vitesse, de pression et de l'intensité de la turbulence (viscosité turbulente) dans un étage de la turboforeuse pour trois valeurs (20 kg/s, 34 kg/s et 46 kg/s), du débit à la condition de puissance maximale. Il est clair que l'allure des contours est très similaire avec celle présentée au chapitre précédent.

On a constaté également que la variation du débit ne change pas la distribution générale des champs d'écoulement, cependant elle a une grande influence sur la valeur des champs d'écoulement[12, 14] (à l'exception de la pression où ce changement est faiblement ressenti). Par exemple on remarque que la valeur de la vitesse maximale du fluide dans le domaine passe de 10.97 m/s à 25.275 m/s, ce qui est très attendu dû à l'augmentation de la quantité de fluide passant par la même section d'écoulement (augmentation du débit).

Par conséquent, cette augmentation de la vitesse va naturellement augmenter les effets turbulents dans l'écoulement ce qui est très apparent dans l'augmentation de la viscosité turbulente maximale dans le domaine fluide qui passe de 0.194 Pa.s à 0.423 Pa.s.

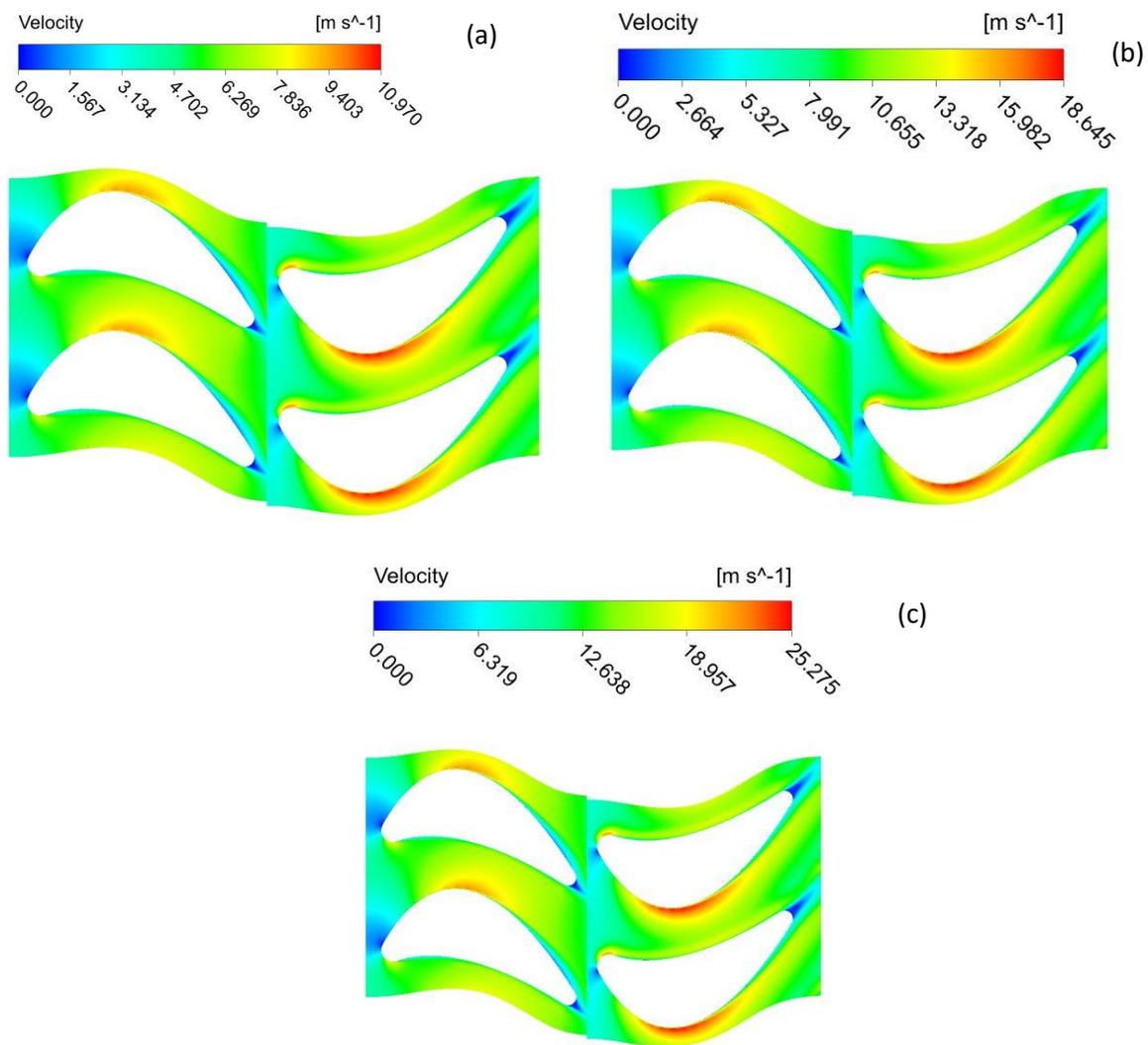


Figure 5.5: Champs de vitesse (fonction du débit **a:**  $\dot{m}=20$  Kg/s ; **b:**  $\dot{m}=34$  Kg/s ; **c:**  $\dot{m}=46$  Kg/s).

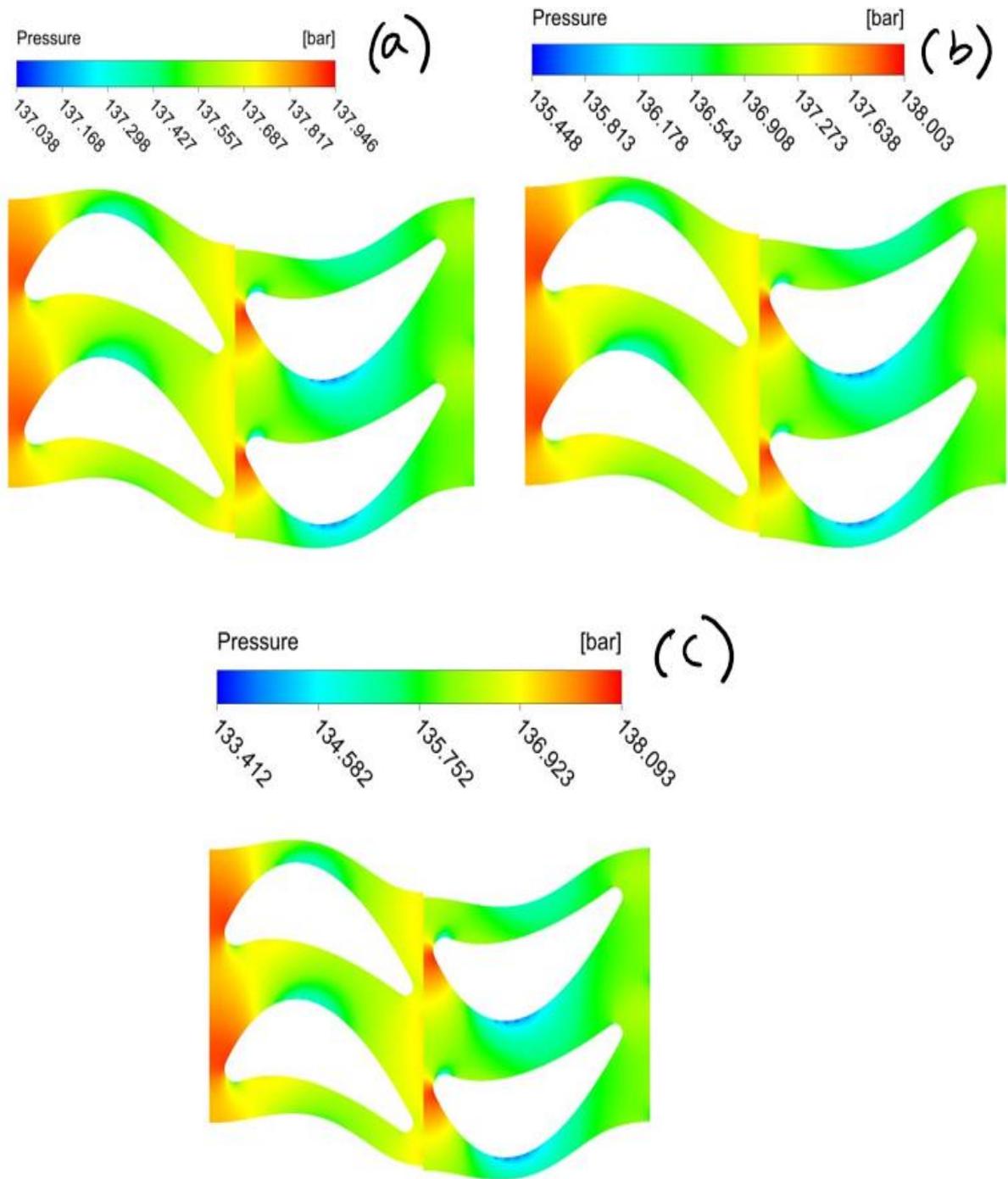


Figure 5.6: Champs de pression fonction du débit (**a:**  $\dot{m}=20$  Kg/s ; **b:**  $\dot{m}(C)=34$  Kg/s ; **c:**  $\dot{m}=46$  Kg/s).

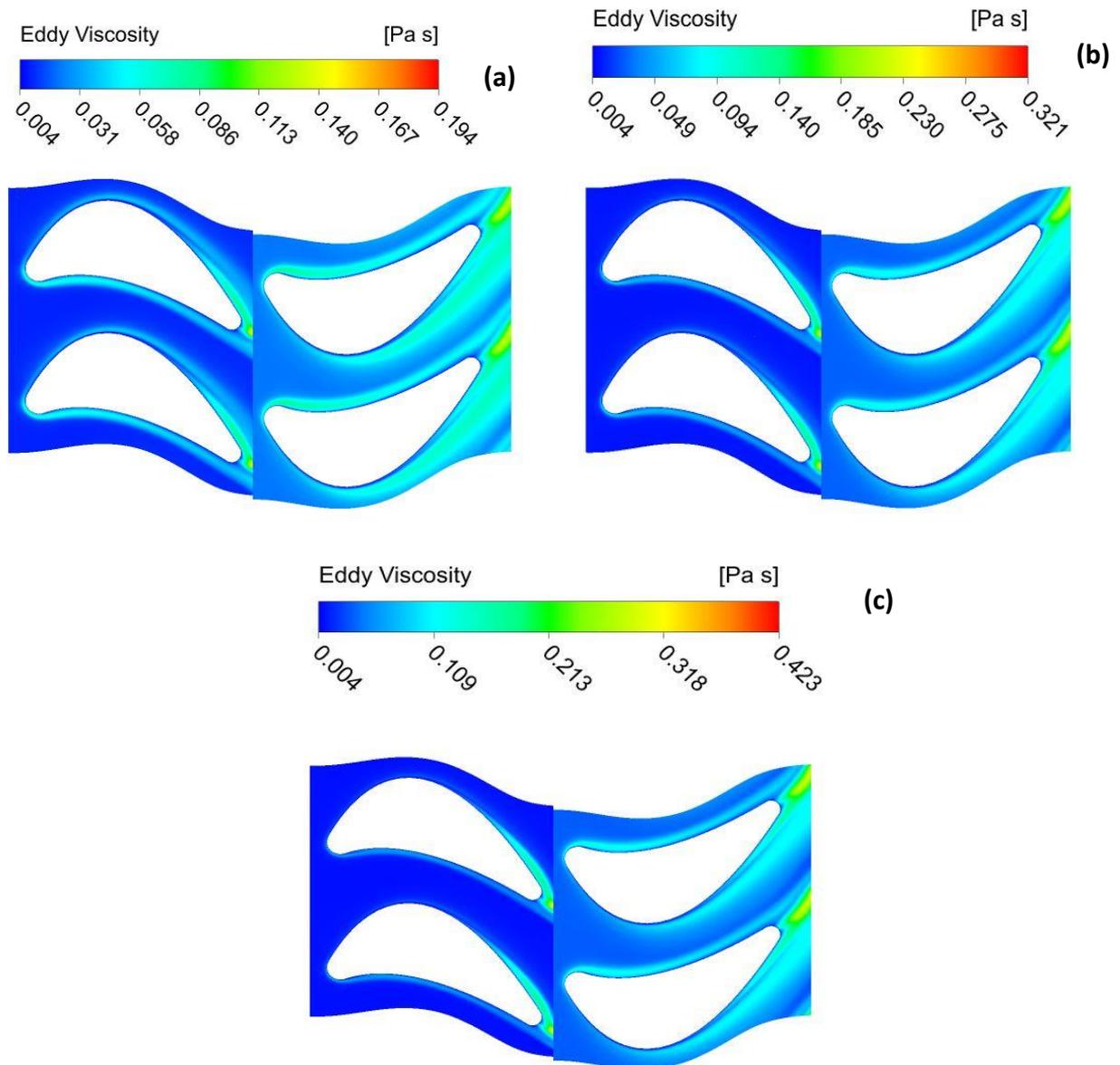


Figure 5.7: Viscosité turbulente (fonction du débit **a:**  $\dot{m}=20$  Kg/s ; **b:**  $\dot{m}=34$  Kg/s ; **c:**  $\dot{m}=46$  Kg/s).

### 5.3.4 Profils de vitesse et pression

Les figures 5.8 et 5.9 donnent les profils de vitesse et de pression respectivement, le long de l'envergure d'une aube de rotor, et dans la région inter-aubes pour trois valeur du débit (20kg/s, 34 kg/s et 46 kg/s). On observe que le profil de vitesse possède la même allure, avec des valeurs très faible au niveau des bords de l'aube et une augmentation rapide vers une valeur maximale qui reste constante sur le reste de l'envergure.

Cette valeur maximale augmente significativement avec l'augmentation du débit passant d'environ 8 m/s pour un débit de 20kg/s jusqu'à 18 m/s pour une valeur de débit qui égal à 46 k/s. On peut également constater, que l'augmentation de la vitesse maximale est pratiquement proportionnelle à l'augmentation du débit qui est évident compte tenu de l'équation de la continuité (la section de passage du fluide et sa masse volumique restent constantes)[13].

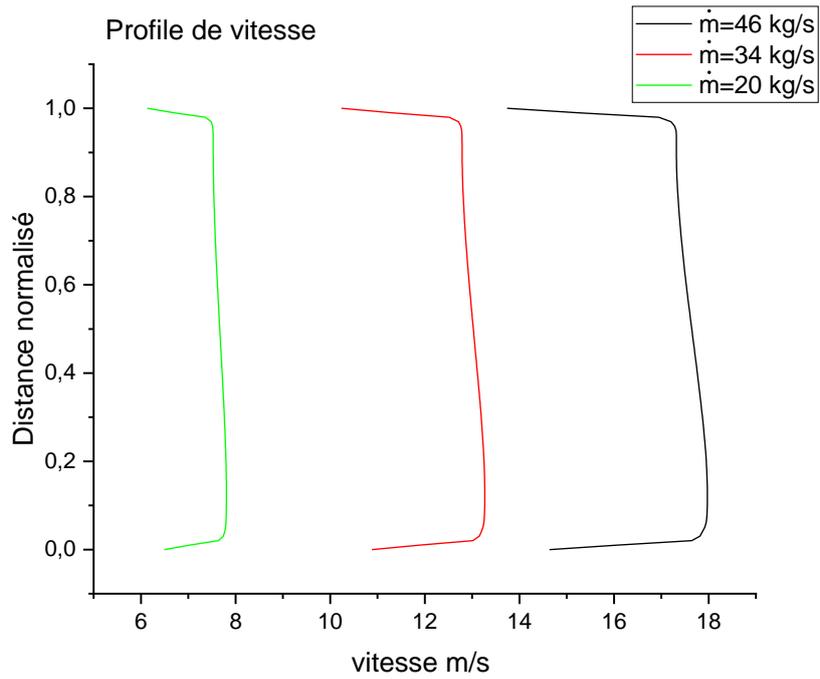


Figure 5.8: profil de vitesse (fonction du débit a:  $\dot{m}=20$  Kg/s ; b:  $\dot{m}=34$  Kg/s; c:  $\dot{m}=46$  Kg/s).

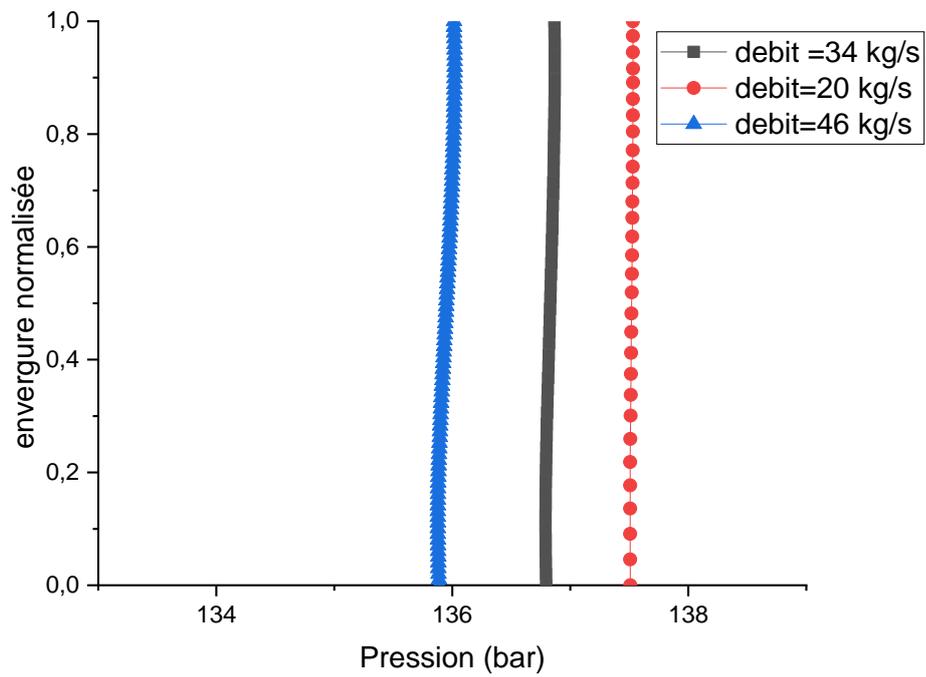


Figure 5.9: profil de pression Lelong des aubes en fonction du débit.

Pour le profil de la pression, une allure presque constante a été constatée avec une petite inflexion des courbes au niveau du milieu de l'aube où la magnitude de la pression est légèrement supérieure au niveau de l'extrémité supérieure de l'aube. En valeur moyenne la pression diminue avec l'augmentation du débit qui peut être expliquée par l'équation de Bernoulli, où toute augmentation de vitesse correspond à une diminution de la pression.

## 5.4 Effets de la masse volumique de la boue

### 5.4.1 Courbes de puissance et de couple

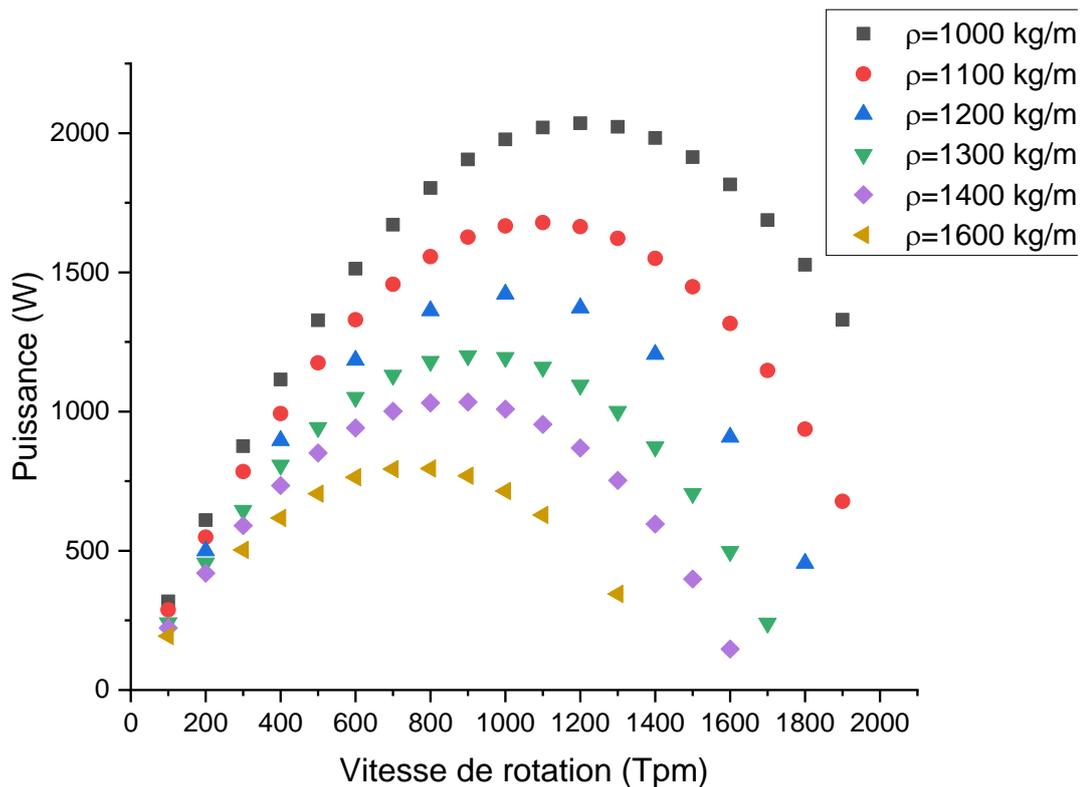


Figure 5.10: Influence de la masse volumique de la boue sur la puissance produite

A travers la figure 5.10, on peut remarquer que toutes les courbes de puissance ont une forme parabolique inversée avec une valeur maximale située à moitié de la vitesse limite (puissance nulle). Nous remarquons aussi que les valeurs de puissance diminuent d'une façon significative avec l'augmentation de masse volumique de la boue, les résultats indiquent qu'une augmentation de la masse volumique de  $1000 \text{ kg/m}^3$  à  $1600 \text{ kg/m}^3$  est traduite par une diminution très remarquable de la puissance maximale générée par la turbine qui passe de 2035 watt à 795 watt. Ce résultat peut se traduire par l'augmentation des forces d'inertie qui augmentent avec l'augmentation de la masse volumique du fluide.

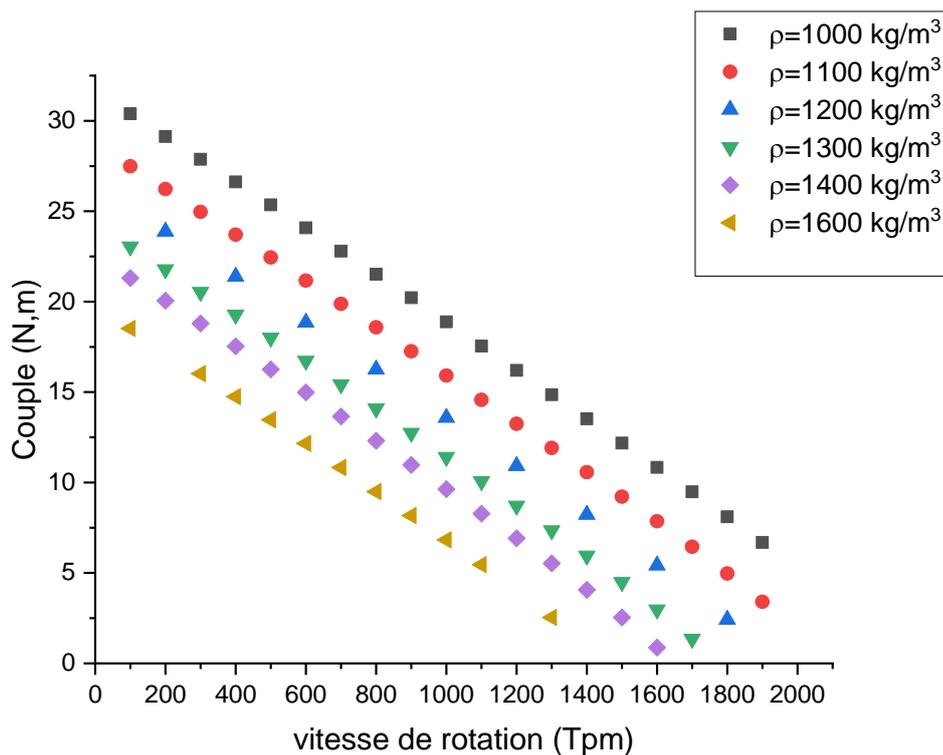


Figure 5.11 : Influence de la masse volumique de la boue sur le couple de la turbine.

En ce qui concerne les courbes de couples en fonction de la vitesse de rotation, pour différentes valeurs de masse volumique, elles ont toutes une allure linéaire décroissante, qui démarre d'une valeur initiale maximale (couple de décrochage) pour arriver à une valeur nulle pour la vitesse de fuite. On remarque également, que les valeurs de couple diminuent d'une façon importante avec l'augmentation de la masse volumique[13]. Pour bien comprendre l'influence du débit massique de la boue sur les performances maximales, le tableau suivant sera d'une grande utilité.

Tableau 5.2. Influence de la masse volumique sur la puissance et le couple maximum

Masse volumique(kg/m <sup>3</sup> )	Puissance max. (W)	Couple de décrochage (J)
<b>1000</b>	2035	31.6589
<b>1100</b>	1678.87	28.7442
<b>1200</b>	1422.35	26.3798
<b>1300</b>	1200.7	24.296
<b>1400</b>	1035	22.559
<b>1600</b>	796	19.7794
<b>1800</b>	630	17.5905

L'influence de la masse volumique sur les performances maximales est très significative. Néanmoins La puissance optimale et le couple de décrochage diminuent lorsque le liquide de boue est plus dense. Cette constatation doit être prise en compte lors du choix des fluides de forage[8].

#### 5.4.2 Influence de la masse volumique de la boue sur les champs d'écoulement

On présente sur les figures 5.12, 5.13, 5.14, la distribution des champs de vitesse, de pression et de l'intensité de la turbulence respectivement dans un étage de la turboforeuse et ce pour trois valeurs de la masse volumique du fluide ( $1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $1200 \text{ kg/m}^3$  et  $1400 \text{ kg/m}^3$ ). Lorsque la puissance est maximale, on a constaté que tous les profils gardent quasiment le même comportement que dans le précédent paragraphe (figure 5.) et dans plusieurs travaux de recherches comme les travaux de Mokaramian[12],[13] et Monteiro[17].

On a remarqué également, une forte diminution du gradient de vitesse, la valeur de la vitesse maximale du fluide dans l'étage de la turbine passe de  $22.315 \text{ m/s}$  à  $15.933 \text{ m/s}$ . Cette diminution de la vitesse est due à l'augmentation de l'inertie de fluide qui peut être causée par le passage d'une grande quantité de masse dans cette zone de l'étage.

Par conséquent, cette diminution de la vitesse va naturellement rendre l'écoulement du fluide moins turbulent, ce qui influe directement sur la valeur maximale de la viscosité turbulente, qui décroît de  $0.194 \text{ Pa.s}$  à  $0.423 \text{ Pa.s}$ .

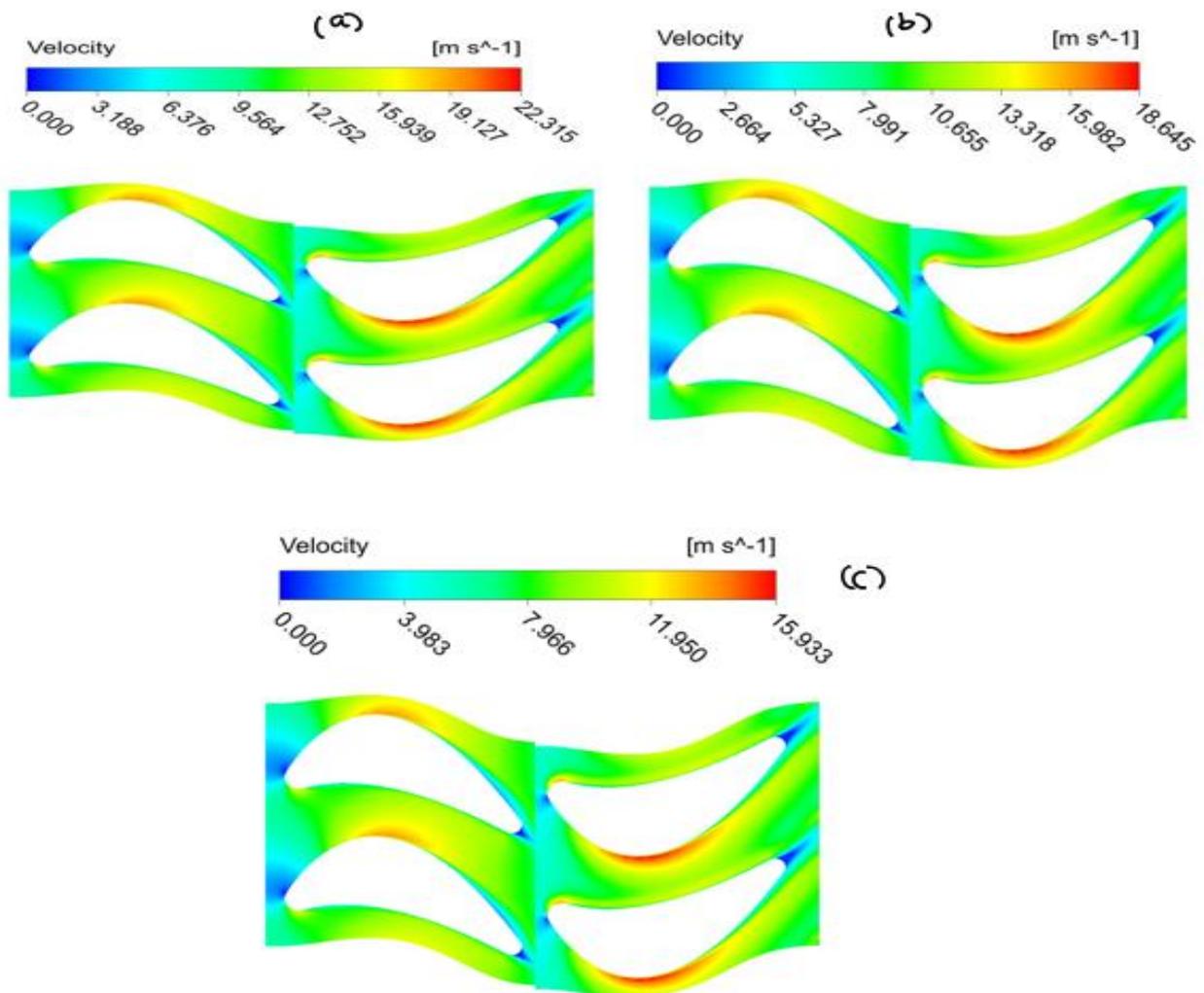


Figure 5.12: Champ de vitesse (a:  $\rho=1000\text{Kg/m}^3$ ; b:  $\rho=1200\text{Kg/m}^3$ ; c:  $\rho=1400\text{Kg/m}^3$ ).

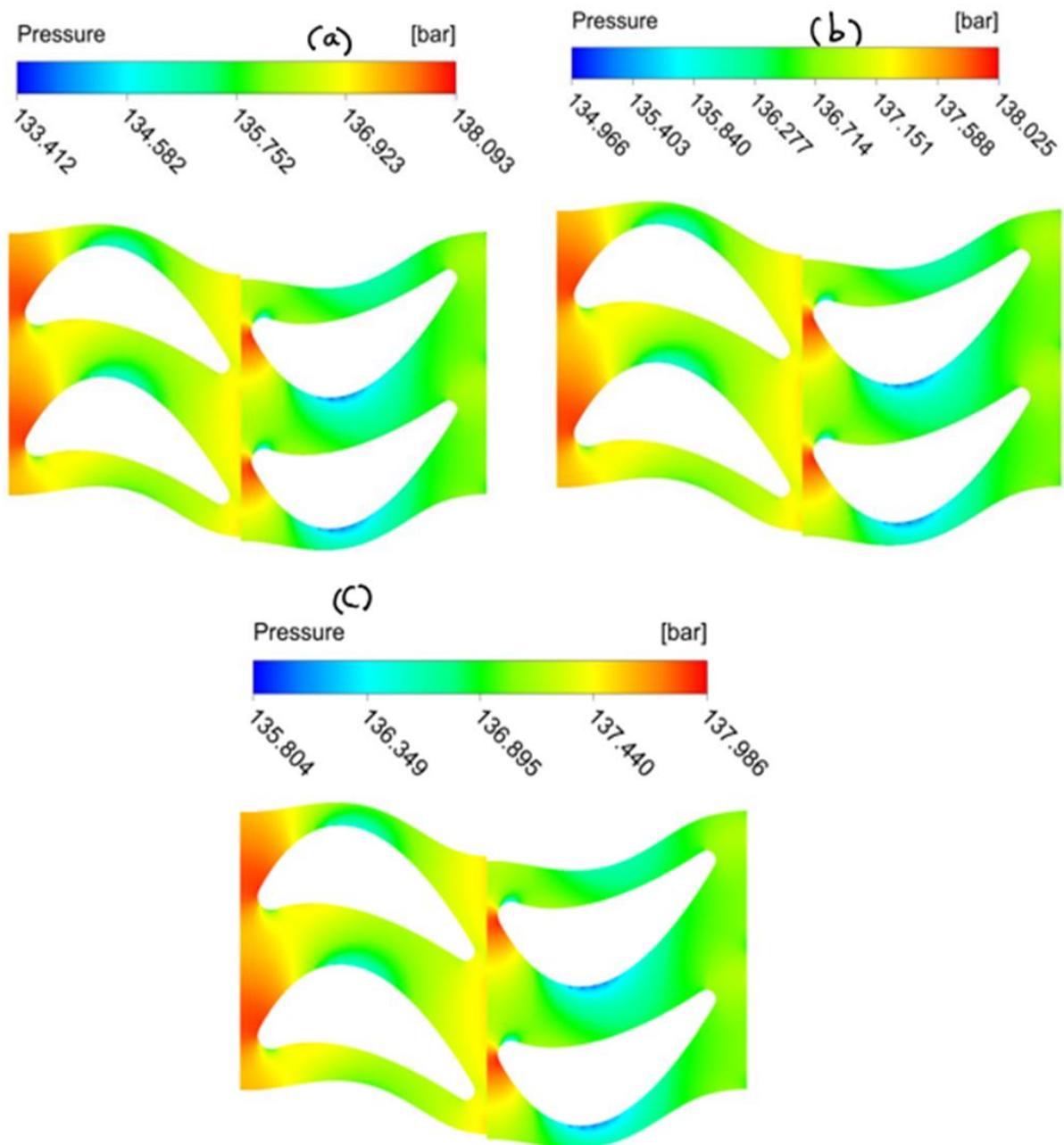


Figure 5.13: Champ de pression (a:  $\rho=1000\text{Kg/m}^3$ ; b:  $\rho=1200\text{Kg/m}^3$ ; c:  $\rho=1400\text{Kg/m}^3$ ).

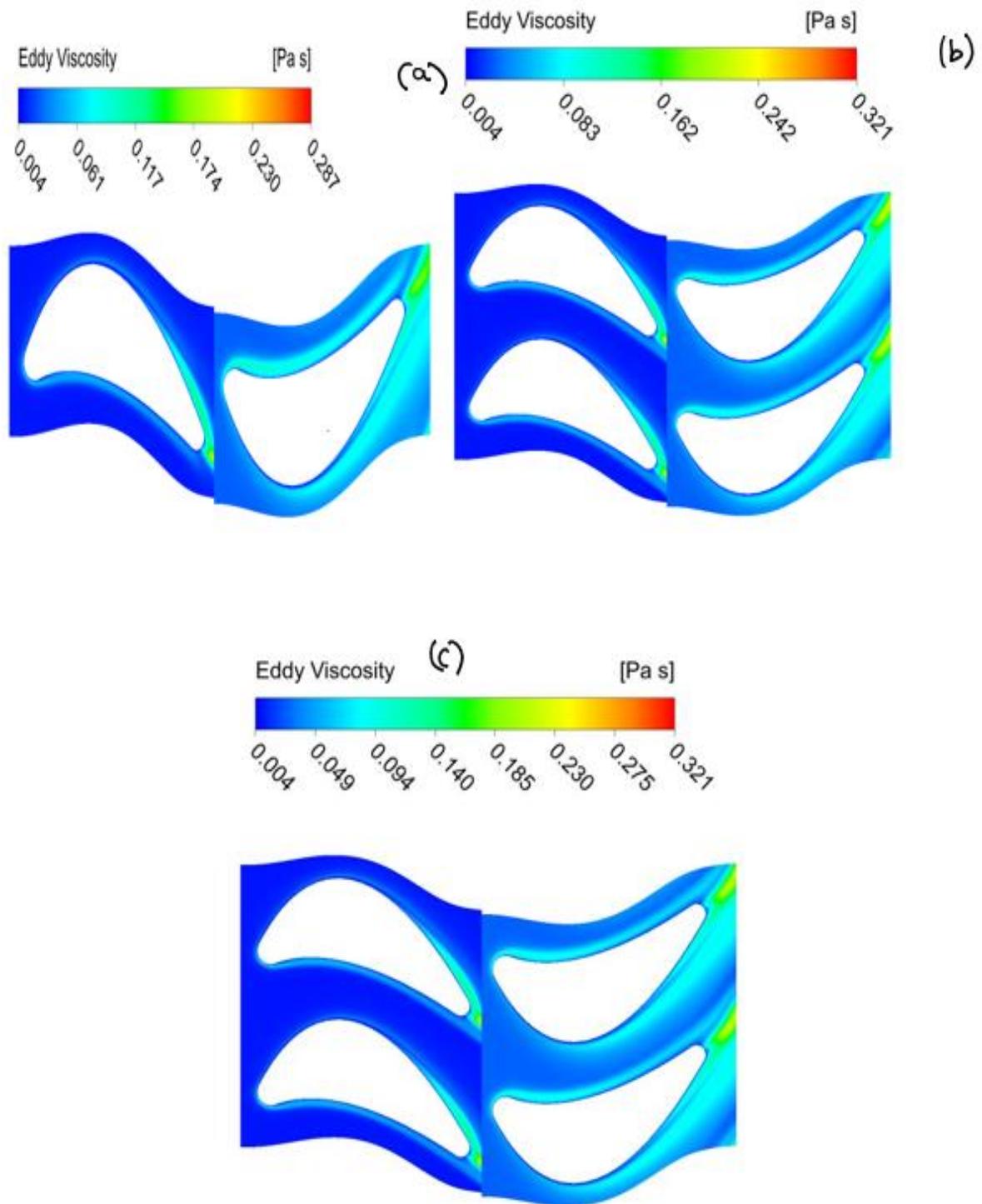


Figure 5.14: Viscosité turbulente (a:  $\rho=1000\text{Kg/m}^3$ ; b:  $\rho=1200\text{Kg/m}^3$ ; c:  $\rho=1400\text{Kg/m}^3$ ).

### 5.4.3 Profils de vitesse et de pression

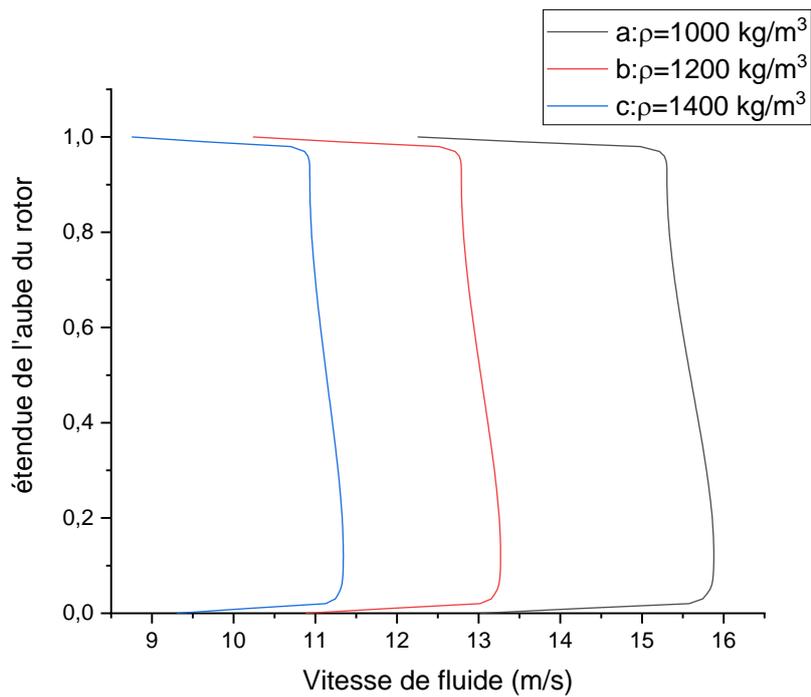


Figure 5.15: profil de vitesse (a:  $\rho=1000\text{Kg/m}^3$ ; b:  $\rho=1200\text{Kg/m}^3$ ; c:  $\rho=1400\text{Kg/m}^3$ ).

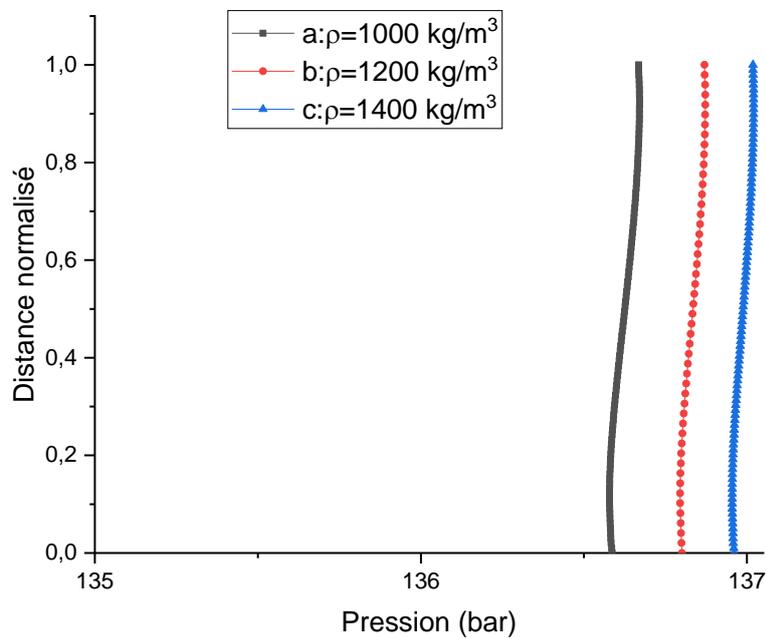


Figure 5.16: Pression le long de l'aube (a:  $\rho=1000\text{Kg/m}^3$ ; b:  $\rho=1200\text{Kg/m}^3$ ; c:  $\rho=1400\text{Kg/m}^3$ ).

Les profils de vitesse et de pression sont illustrés sur les figures 5.15 et 5.16, respectivement, le long de la surface d'une aube pour trois valeurs de masse volumique ( $1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $1200 \text{ kg/m}^3$ ,  $1400 \text{ kg/m}^3$ ).

On voit bien, que le profil de vitesse possède la même forme observée précédemment (figure 5.7), avec une valeur maximale qui reste constante sur la majeure partie de la surface de l'aube. Cette valeur maximale diminue avec l'augmentation de la masse volumique de la boue, qui passe d'une vitesse de 16 m/s pour une masse volumique de  $1000\text{kg/m}^3$  vers une vitesse de 11 m/s à  $1400\text{ kg/m}^3$ .

Pour l'évolution de la pression, les profils gardent pratiquement la même allure avec une légère inflexion (la même forme observée à la figure 5.8)[17]. On note aussi que la pression augmente avec l'augmentation de la masse volumique puisque les valeurs de la vitesse diminuent (figure 5.14).

## 5.5 Effets de la viscosité

### 5.5.1 Courbes de puissance et de couple

Les figures 5.17 et 5.18, montrent respectivement la variation de la puissance et du couple en fonction de la vitesse de rotation pour différentes valeurs de viscosité qui varie entre 0.001 à 0.003 poiseuilles. A la différence du débit et de la masse volumique, l'influence de la viscosité de la boue moins marqué sur les courbes de la puissance et du couple, avec une faible diminution des valeurs de performance qui est due à l'augmentation des forces du frottement et la traînée sur les aubes du rotor. Ce qui augmente les pertes dans la turbine et donc diminue le couple et la puissance générés.

Il est à noter également, que la valeur de vitesse de rotation correspondant à la puissance maximale (figure 5.16 ) ne varie pas en fonction de la viscosité de la boue contrairement au cas du changement du débit où de la masse volumique.

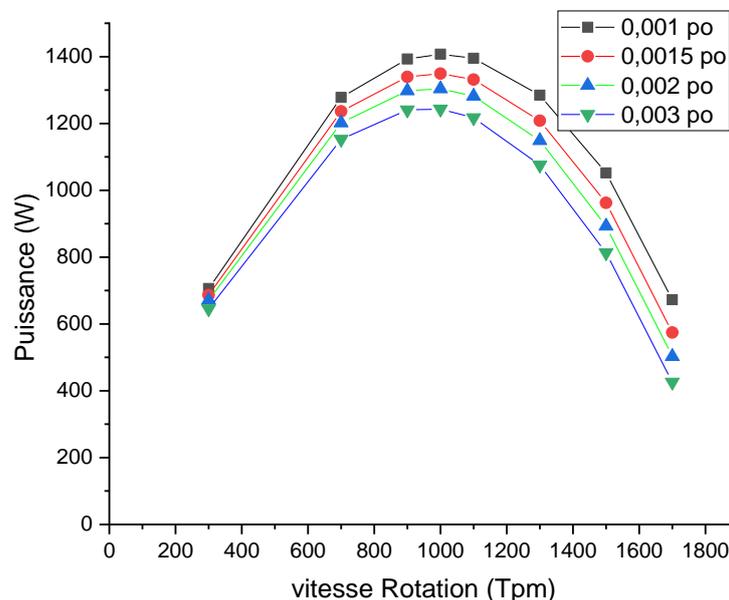


Figure 5.17: Puissance en fonction de la vitesse angulaire pour différentes valeurs de viscosité de la boue

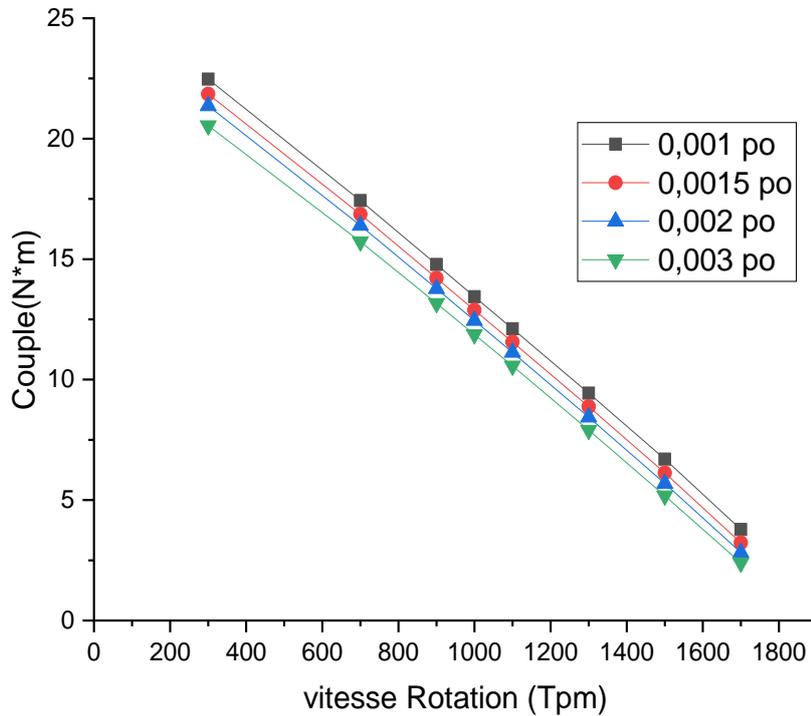


Figure 5.18: Couple en fonction de la vitesse angulaire pour différentes valeurs de viscosité de la boue

### 5.5.2 Influence de la viscosité sur la puissance et le couple maximum.

La viscosité de la boue de forage influe faiblement sur les performances. La puissance et le couple diminuent légèrement lorsque nous utilisons une boue plus visqueuse. Ces résultats intéressants prouvent que le modèle rhéologique du fluide (fonction de viscosité) a un effet faible sur les performances des turbines. Néanmoins, elle doit être prise en compte dans le choix des meilleures conditions de fonctionnement pour la turboforeuse.

Tableau 5.3. Influence de la viscosité sur la puissance et le couple maximum.

Viscosité (Pa.s)	Puissance max. (W)	Couple de décrochage (J)
<b>0.00089</b>	1422.35	26.3798
<b>0.001</b>	1405	26.464
<b>0.0015</b>	1349.07	25.85967
<b>0.002</b>	1305	25.37652
<b>0.003</b>	1245.22	24.5159

## 5.6 Conclusion

Ce chapitre a été consacré pour une étude paramétrique de l'influence de trois variables importantes sur les performances de la Turboforeuse, à savoir : le débit massique, la masse volumique et la viscosité. Cette étude a été menée à l'intérieur d'un étage de la turbine de forage.

Les résultats de la présente étude sont en concordance avec ceux obtenus dans d'autres travaux. Les principales conclusions sont résumées comme suit :

La variation du débit du forage produit des changements significatifs sur la puissance et le couple maximum. Nous trouvons un très bon accord entre les valeurs numériques et expérimentales de la puissance maximale générée par la turbine, ce qui montre la validité et l'efficacité de notre approche.

L'influence de la masse volumique sur la performance maximale est aussi importante, la puissance optimale et le couple de décrochage obtenues diminuent significativement lorsque l'on utilise un fluide de forage plus dense.

La viscosité de la boue est celle qui a l'effet le plus faible sur les performances. La puissance et le couple de décrochage diminuent légèrement lorsque l'on utilise une boue plus visqueuse.

L'utilisation de l'approche que nous avons choisie, permet une réduction considérable du coût et du temps pour l'analyse des performances de ce type des turbines de forage, ce qui sera très bénéfique sur le processus de fabrication de ces machines.

## Chapitre 6 : Analyses des contraintes

### 6.1 Introduction

Dans les turbines axiales, le rotor subit des charges mécaniques et aérodynamiques. Une analyse mécanique est nécessaire pour s'assurer que le rotor peut supporter ces charges pendant le fonctionnement de la turbine. Dans cette optique l'analyse des contraintes sur les aubes de la turboforeuse soumise à différentes conditions de chargement est une question importante qui assure l'intégrité structurelle de la turbine.

Dans cette étude, l'analyse a été réalisée en utilisant ANSYS MECHANICAL qui est un outil efficace pour modéliser les contraintes dans le stator et rotor de notre turbine. Un certain nombre de tests ont été réalisés afin d'établir le degré de précision de l'approche avant d'effectuer l'analyse. En général, les aubes de turbine sont soumises à aux contraintes normales et de cisaillement induites par l'écoulement du fluide[80]. Cependant, cette dernière est bien inférieure à la contrainte normale, donc les charges de cisaillement ne sont pas prises en compte car elles sont insignifiantes par rapport aux autres charges[81].

### 6.2 Contraintes exercées sur les aubes de turbine axiale

#### 6.2.1 Contrainte de traction centrifuge

Le rotor axial de la turbine subit trois contraintes principales, à savoir La contrainte de traction centrifuge : cette contrainte est due à la vitesse de rotation.

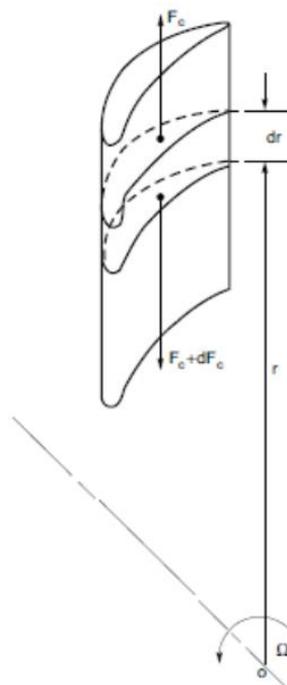


Figure 6.1: La contrainte de traction centrifuge sur une aube de turbine axiale

### 6.2.2 Contrainte normale de flexion du fluide

Ce type de contrainte résulte des forces de pression exercées par le fluide sur les aubes de la turbine, qui provoque un moment de et entraîne des contraintes de traction.

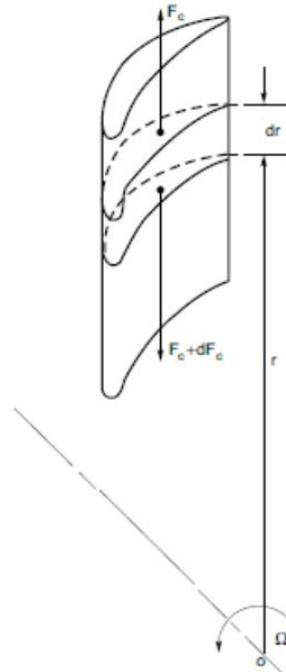


Figure 6.2: Contrainte normale de flexion du fluide sur une aube de turbine axiale

### 6.3 Méthodologie de la simulation mécanique

Dans cette étude, les contraintes mécaniques et les déformations causées par la charge de pression mécanique du fluide sont calculées au moyen de l'analyse par éléments finis (FEA) qui utilise la distribution de la pression sur la surface de l'aube, calculée par la simulation numérique de l'écoulement (CFD) comme une condition limite majeure. Une telle approche peut être considérée comme une simulation couplée unidirectionnelle du problème de l'interaction fluide-structure (FSI). Dans une analyse unidirectionnelle, la réponse de l'analyse structurelle n'affectera pas l'écoulement du fluide.

Dans ce chapitre, les analyses structurelles statiques sont utilisées pour déterminer les déplacements, les contraintes, etc. dans des conditions de charge statique. Une analyse statique calcule les effets des conditions de charge statiques sur une structure, tout en ignorant l'inertie et les effets d'amortissement, tels que ceux causés par des charges variables dans le temps. Une analyse statique peut cependant inclure des charges d'inertie constantes (gravité et forces centrifuges) et des charges variables dans le temps qui peuvent être approximées comme des charges statiques équivalentes. La contrainte est liée à la déformation par [82] :

$$[\sigma] = [C] \cdot [\varepsilon] \quad (6.54)$$

où,  $[\sigma]$  : vecteur de valeur élémentaire de la contrainte,

$[C]$  : matrice d'élasticité ou du comportement, et

$[\varepsilon]$  : vecteur de déformation élastique qui s'obtient comme suit :

$$[\varepsilon] = [D] \cdot [U] \quad (6.55)$$

[D] : matrice des opérateurs de dérivées partielles

[U] = vecteur de déplacement nodal

## 6.4 Propriétés du matériau et choix du critère de résistance

Dans le module ANSYS MECHANICAL [59], la cellule « Engineering Data » est utilisée pour définir les propriétés du matériau. Les principales propriétés requises pour l'analyse structurelle comprennent la masse volumique du matériau, le coefficient de dilatation thermique, le module d'élasticité, le coefficient de Poisson, la limite d'élasticité et la résistance limite à la traction. Les propriétés du matériau sont illustrées sur la figure 6.3 et dans le tableau 6.1.

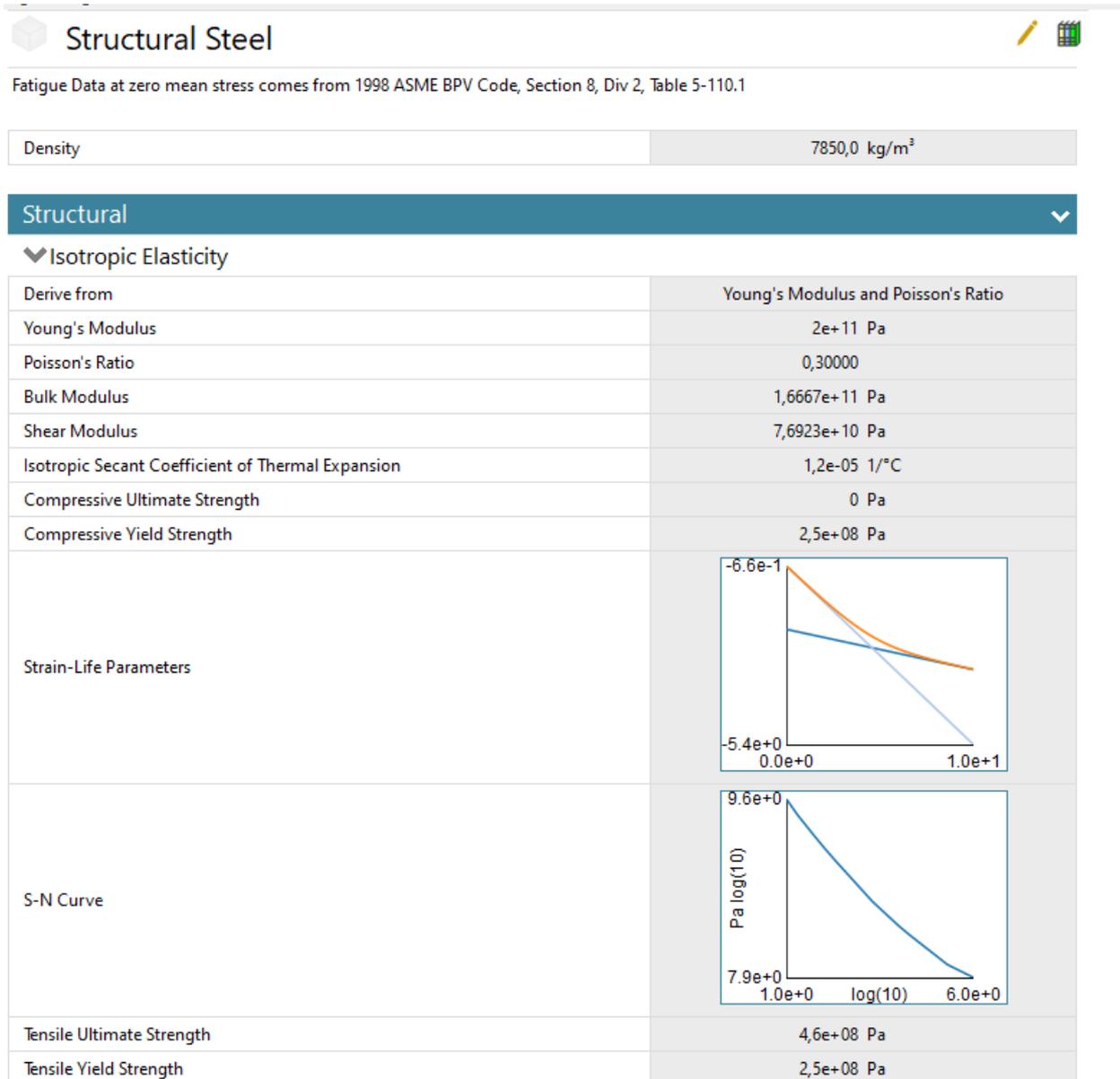


Figure 6.3: propriétés élastiques de l'acier standard (ANSYS)

Tableau 6.1 Propriété de l'acier standard

Masse volumique	<b>7850 kg/m<sup>3</sup></b>
Module de Young	200 Gpa
Coefficient de Poisson	0.3
Module de compression	166 Gpa
Module de cisaillement	76.92 Gpa
Contrainte limite de compression	250 Mpa
Contrainte limite élastique ( $\sigma_{el}$ )	250 Mpa
Contraintes limite de rupture	460Mpa

- **Choix de Critère de résistance**

Dans la présente partie du travail il est impératif d'estimer la résistance des aubes, pour cette fin on utilise le critère de Von Mises. Le critère de résistance de Von Mises exprimé en terme de contraintes principales est donné par [83]:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_3)^2 + \frac{1}{2}(\sigma_3 - \sigma_1)^2 \leq \sigma_{el}^2 \quad (6.56)$$

## 6.5 Géométrie et maillage

### 6.5.1 Géométrie

La première étape pour effectuer l'analyse des contraintes sur le rotor et le stator de la turboforeuse, consiste à décrire la géométrie du modèle. Le modèle géométrique de la roue de la turbine se compose de trois parties distinctes : le moyeu, les aubes et le carter pour le stator ; le moyeu et les aubes pour le rotor. Cette géométrie est la même que celle utilisée pour la partie écoulement qui a été créé par le module Bladegen.

Le modèle pourrait prendre en compte soit l'ensemble de la roue de turbine, soit une section, en tenant compte de la symétrie polaire de la géométrie et des charges. Ce dernier réduirait significativement la dimension d'un modèle élément finis (FEM). Dans le cas de notre étude, on s'est contenté par l'étude des contraintes sur une seule aube qui est illustrée sur la figure 6.4 pour le stator et 6.5 pour le rotor.

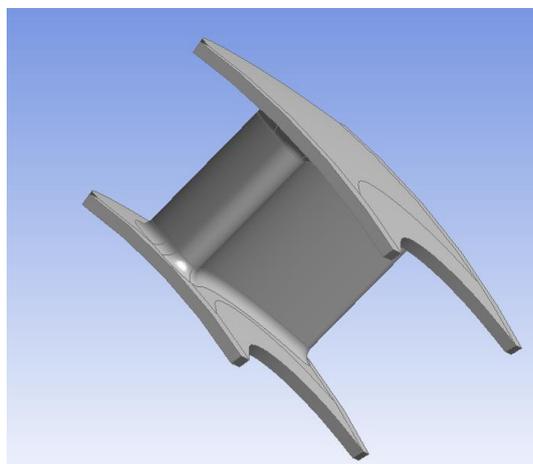


Figure 6.4: Géométrie d'une aube du stator

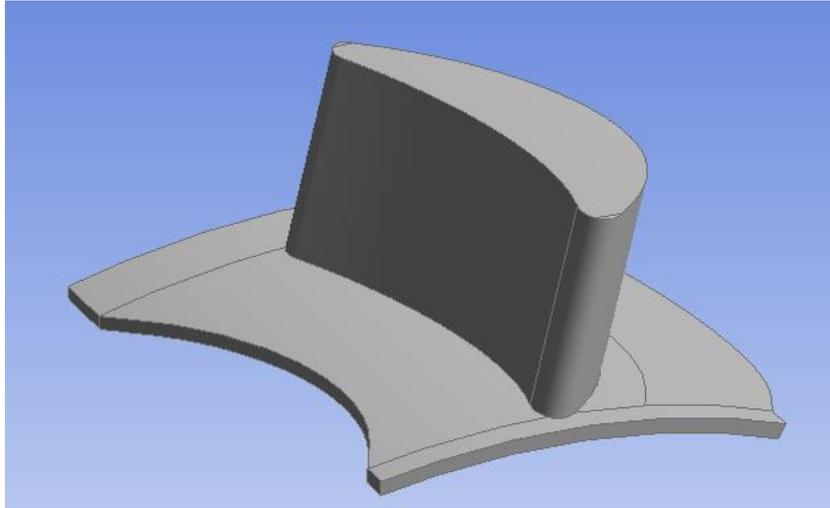


Figure 6.5: Géométrie d'une aube du rotor

### 6.5.2 Discrétisation et maillage

La solution des équations mécaniques (équation 2.53), demande la discrétisation du domaine de solide, et une étude de dépendance du maillage est nécessaire pour déterminer un nombre suffisant d'éléments ou la taille des éléments[84].

Les différents types d'éléments pour le maillage structurel 3D sont présentés à la figure 6.6, les éléments tétraédriques, hexaédriques, prismatiques et pyramidaux, respectivement. Le type d'élément le plus utilisé est celui du tétraèdre, car il peut être adapté pour le maillage de n'importe quelle forme d'objet tridimensionnel.

L'utilisation de l'hexaèdre et des prismes peut réduire considérablement le temps de calcul ; elle permet également une moindre asymétrie et moins d'erreurs numériques. Ces éléments peuvent avoir un aspect élevé et donc de réduire le nombre total d'éléments du modèle[85].

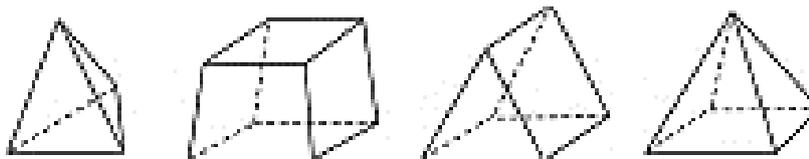


Figure 6.6 types d'éléments géométriques utilisés dans le maillage

Le module « ANSYS Meshing » génère un assemblage d'éléments finis tridimensionnels complet[85], pour le stator et le rotor qui sont représentés dans les figure 6.7, 6.8 ; il est constitué d'éléments tétraédriques. Le nombre d'éléments était limité par les capacités matérielles et le temps raisonnable nécessaire pour résoudre le problème. Pour améliorer la précision du calcul, les petits éléments ont été utilisés dans les endroits où des gradients de contraintes plus élevés sont attendu.

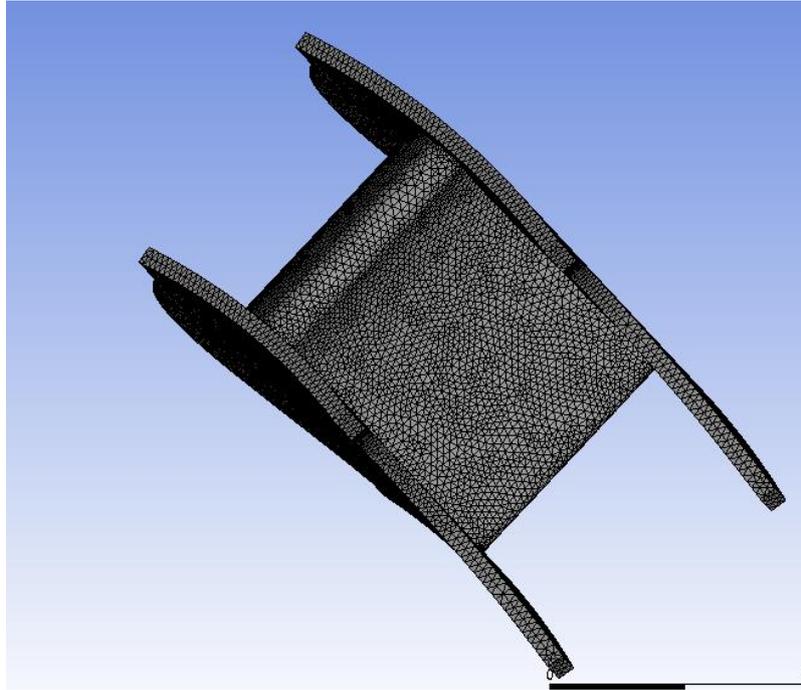


Figure 6.7: Maillage du stator

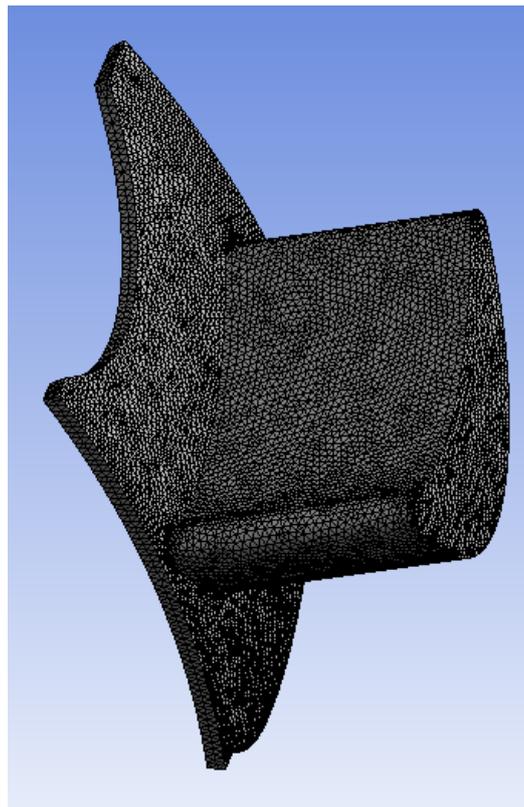


Figure 6.8: Maillage du rotor

### 6.5.3 Conditions aux limites

Dans des conditions de fonctionnement normales, une roue d'une turboforeuse (stator et rotor) est soumise à deux sortes de charges statiques, à savoir la force centrifuge induite par la rotation (pour le rotor seulement) et la charge due à la pression du fluide de forage.

La pression du fluide agissant sur les aubes est obtenue à partir de la simulation numérique de l'écoulement (chapitres 4 et 5). Les contraintes dans différentes conditions de fonctionnement sont analysées plus en détail. Les conditions aux limites suivantes ont été utilisées dans la modélisation :

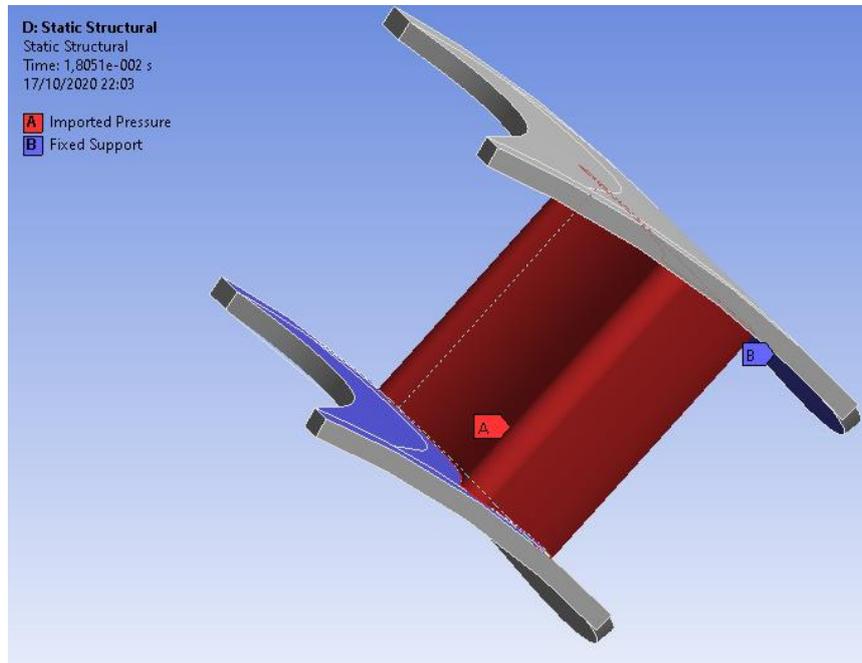


Figure 6.9: Conditions de chargement au niveau du stator

Les conditions aux limites pour le stator sont les suivantes :

- Les déplacements nuls (appui fixe) sont supposés au bord supérieur (carter) et inférieur (moyeu) des aubes du stator (zone B figure 6.9);
- Champ de Pression normale calculé à partir de l'analyse numérique de l'écoulement (figure 6.10), selon les conditions de fonctionnement choisis, ce champ de pression est appliqué comme condition de chargement sur toute la surface extérieure des aubes (zone A figure 6.9) ;

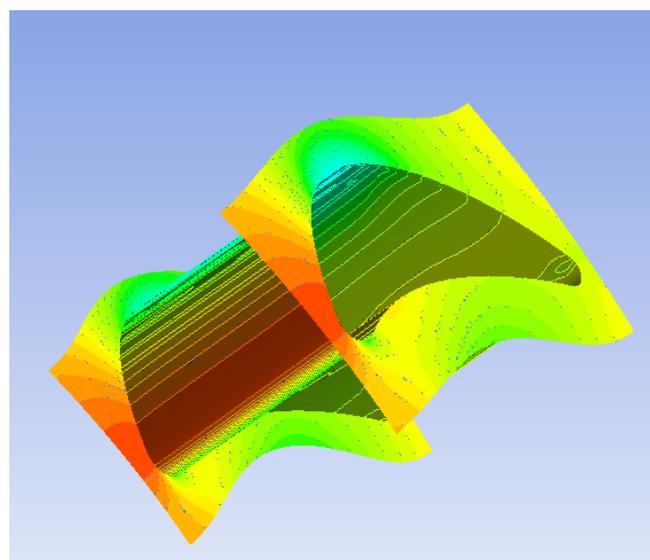


Figure 6.10: Distribution de pression au niveau du stator

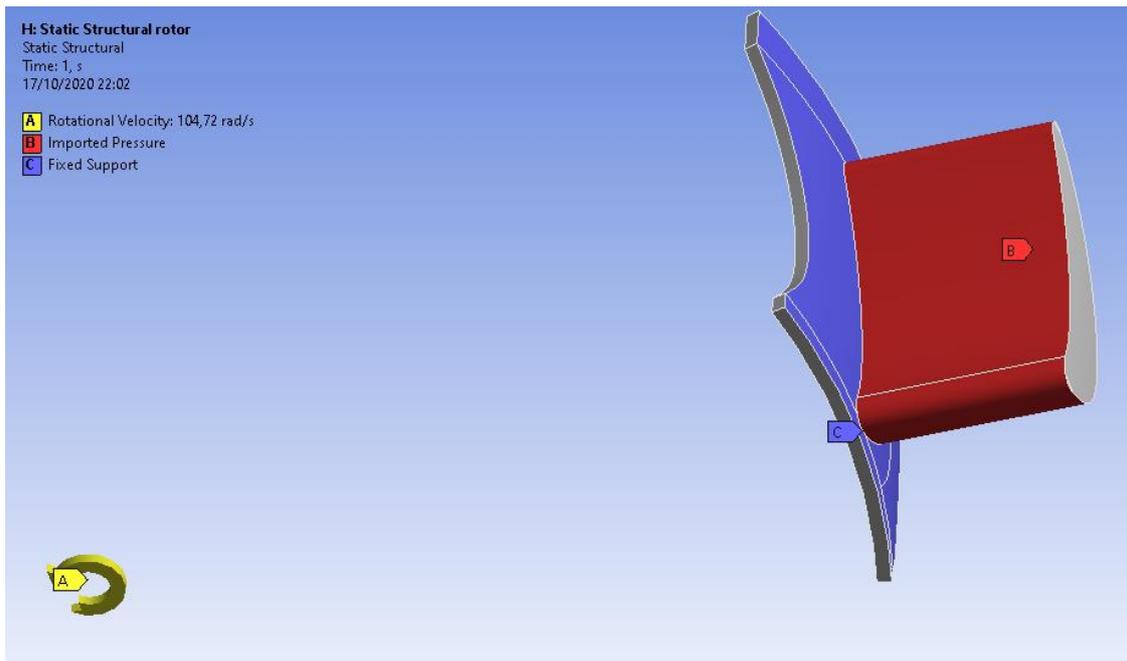


Figure 6.11: Conditions de chargement au niveau du rotor

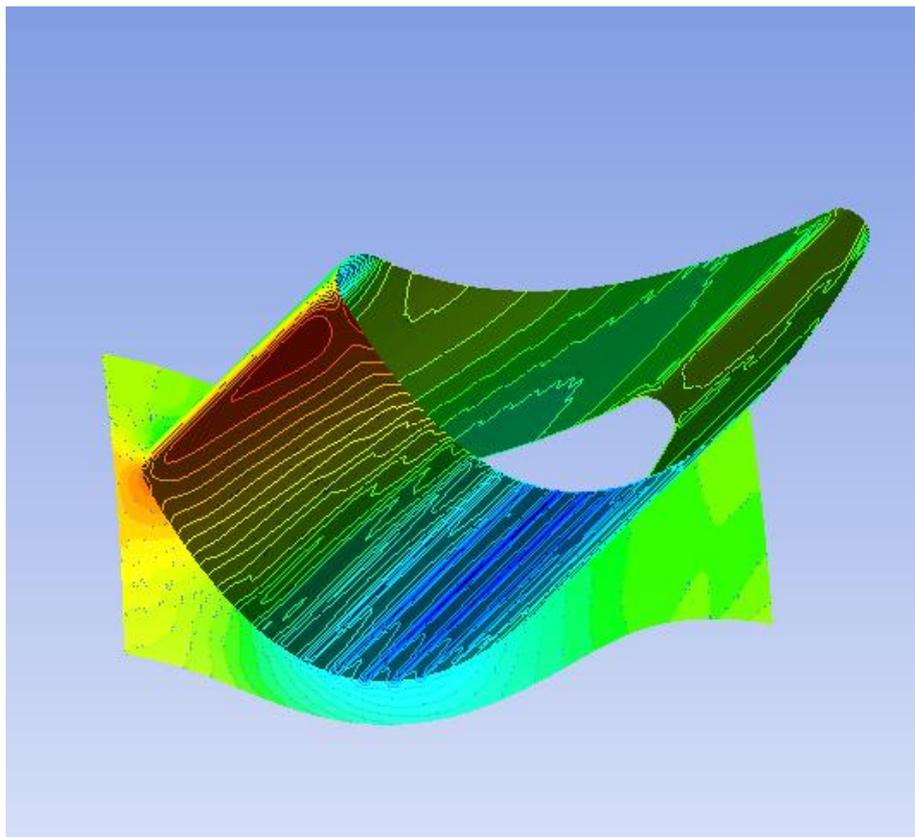


Figure 6.12: Distribution de pression au niveau du rotor

Les conditions aux limites pour le rotor sont les suivantes :

- Les déplacements nuls (appui fixe) inferieur (moyeu) des aubes du rotor (zone C figure 6.11);

- Champs de Pression normale calculé à partir de l'analyse numérique de l'écoulement (figure 6.12), selon les conditions de fonctionnement choisis. Ces champs de pression sont appliqués comme condition de chargement sur toute la surface extérieure des aubes (zone B figure 6.11) ;
- Un champ de forces de volume qui consiste de la force centrifuge causée par la rotation de la roue (Condition A figure 6.11)
- Conditions sans traction sur le reste du rotor.

#### 6.5.4 Etude de sensibilité de maillage

Il est important de mentionner que lors du processus de discrétisation, une comparaison de la convergence a été effectuée par rapport à la densité du maillage. Pour effectuer cette tâche on teste un exemple de simulation des contraintes et des déformations dans les conditions de charges citées précédemment.

Nous avons choisi le déplacement maximal pour tester la sensibilité de sa valeur obtenue par rapport à la finesse du maillage, cette dernière est dictée par la longueur d'arêtes des éléments choisis et le nombre d'éléments générés.

Le tableau suivant illustre l'évolution de la valeur du déplacement maximal au sein du rotor en fonction de la finesse du maillage (nombre d'éléments de maillage) du rotor. On observe que la convergence totale n'est obtenue qu'à partir d'un maillage de 4323897 éléments, néanmoins un maillage de 1554189 éléments donne des résultats très proche tout en complétant le calcul dans un temps largement réduit, car au-delà de cette valeur l'espace mémoire devient presque saturée même avec notre machine qui contient 32 Go de mémoire vive.

Donc dans ce qui suit, nous avons opté pour un maillage du rotor contenant 1554189 éléments pour une arête égale à 0.4 mm, pour le stator on prend la même valeur de l'arête qui donne un maillage de 1239278 éléments. Ce qui est largement suffisant, vu que les charges au niveau du stator sont réduites par rapport aux charges appliquées au rotor

Tableau 6.2 L'influence du maillage sur le paramètre de déplacement maximal

Maillage		Déplacement ( $10^{-6}$ m)
Longueur de l'élément (m)	Nombre de mailles	max
0.02	7378	1.2068
0.005	9420	1.2
0.003	17523	1.2086
0.001	148234	1.21
0.0008	257896	1.209
0.0006	537669	1.2093
0.0004	1554189	1.2098
0.00035	2246975	1,2117
0.0003	3262258	1,2109
0.000275	4323897	1,21
0.00025	5555901	1,21

## 6.7 Résultats et discussions

Dans cette partie, est présentée la distribution des variables d'intérêt, pour notre problème de chargement : le déplacement, les contraintes (équivalentes et maximales) ainsi que les déformations (équivalente et maximale). Ceci va nous donner un aperçu sur l'intégrité structurelle de la roue du stator et du rotor sous l'effet des contraintes de fonctionnement. Comme présenté dans le paragraphe précédent, on se contente d'une région autour d'une seule aube pour réduire le temps de calcul, ceci est justifié par la symétrie de la roue de la turbine et des conditions aux limites de chargement surtout pour le cas de calcul statique qu'on a considéré.

### 6.7.1 Distribution des contraintes et des déformations

- **Le stator**

L'étude des contraintes sur un stator ressemble à une poutre supportée des deux extrémités avec un chargement repart sur toute la surface[86],

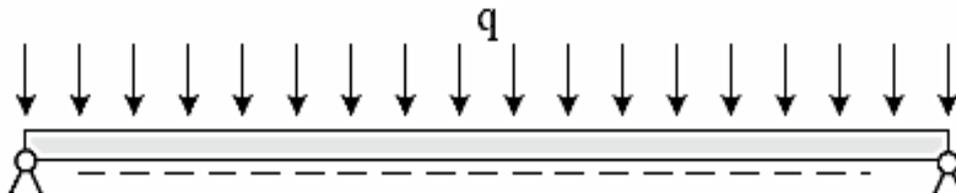


Figure 6.13 : Problème de poutre avec deux supports

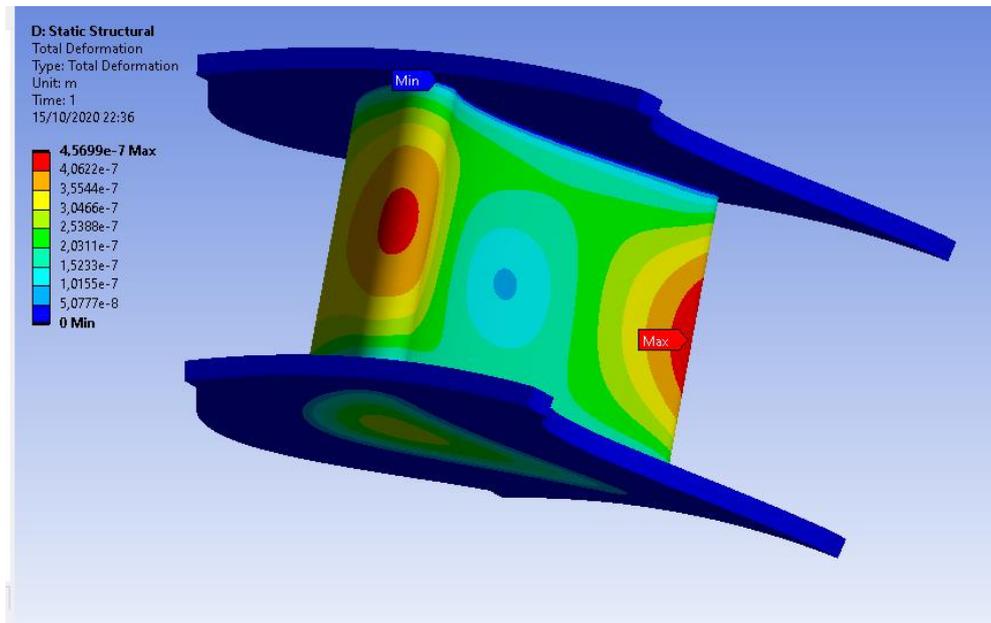


Figure 6.14: Distribution de Déplacements dans le stator

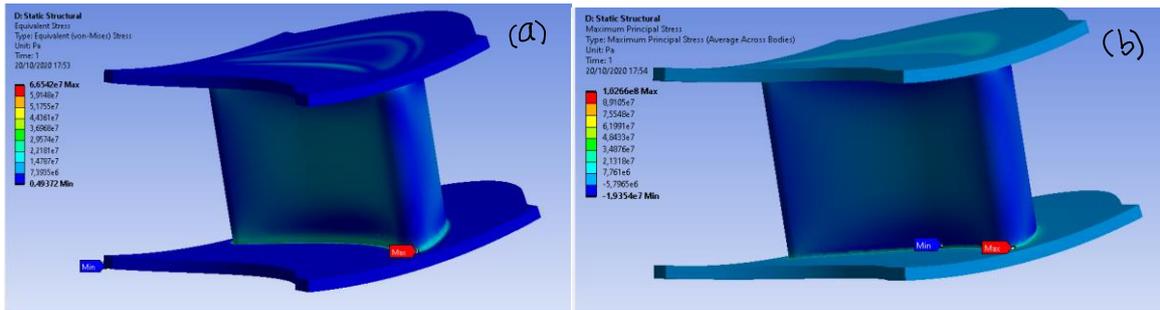


Figure 6.15: Distribution de Contraintes dans le stator (a- équivalentes de Von Mises, b- maximale)

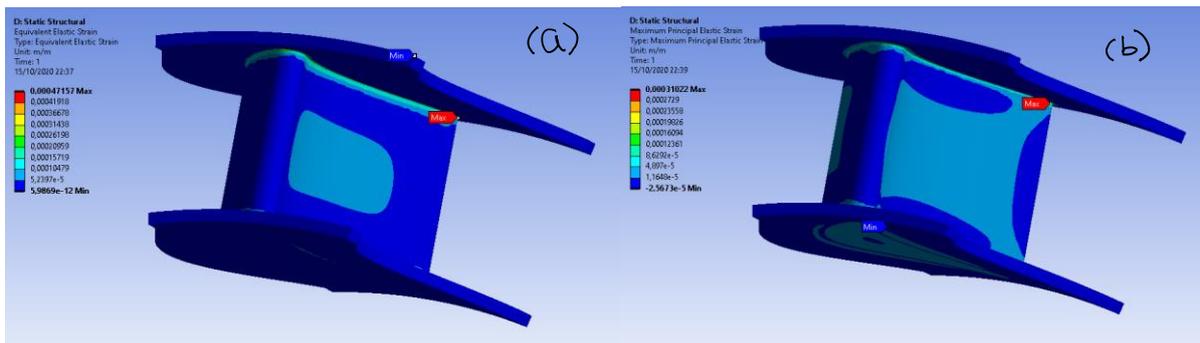


Figure 6.16: Distribution de Déformations dans le stator (a- équivalentes, b- maximale)

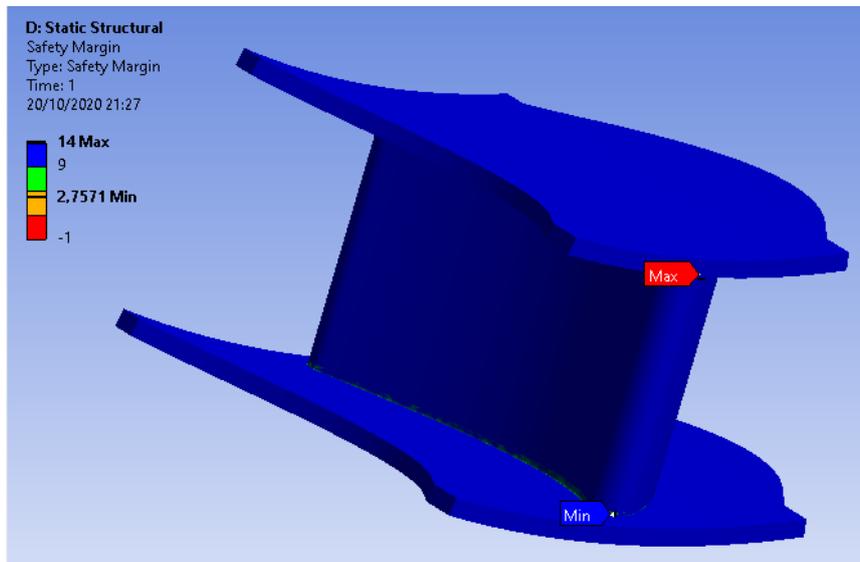


Figure 6.17: Distribution des valeurs du facteur de sécurité dans le stator.

Les images précédentes nous donnent un bon aperçu sur le comportement mécanique du stator sous l'influence des charges de fonctionnement. Premièrement le champ de déplacement est maximal au niveau du milieu du bord d'attaque et du bord de fuite, ce qui est très attendu vu que c'est des zones d'épaisseur réduite et loin des zones de fixation au niveau du moyeu et du carter.

Les valeurs de contraintes (équivalente de Von Mises et maximale) restent inférieures à la limite d'élasticité du matériau de la turbine (acier ordinaire) ; ce qui nous rassure sur l'intégrité structurelle de notre machine, les valeurs maximales des contraintes sont repérées au point de fixation de l'aube avec le moyeu et le carter.

Les zones de déformations relatives (équivalentes et maximale) correspondent aux mêmes zones de contraintes maximales, ce qui est largement attendu d'un matériau élastique isotrope[87]. Pour bien illustrer la stabilité mécanique de la structure du stator, on présente la distribution du coefficient de sécurité (calculé à partir de la limite d'élasticité), il reste largement supérieure aux conditions critiques (valeur unité) avec un minimum observé au niveau des points de fixations de l'aube, ce résultat nous donne une idée sur les zones à bien prendre en considération lors des améliorations des performances mécaniques par des modifications de la géométrie de l'aube pour diminuer les concentrations de contraintes.

- **Le rotor**

L'étude des contraintes sur un rotor ressemble à une poutre console fixée sur un côté et l'autre extrémité est libre avec des chargements repartis sur toute la surface [86] ,

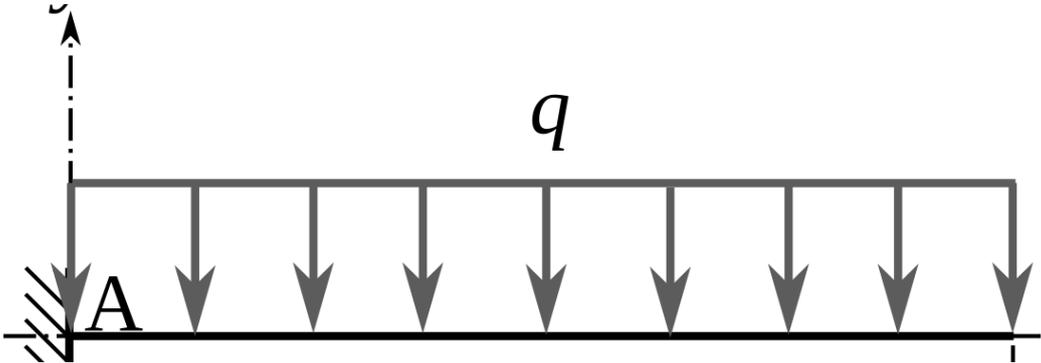


Figure 6.18: Schéma d'une poutre console

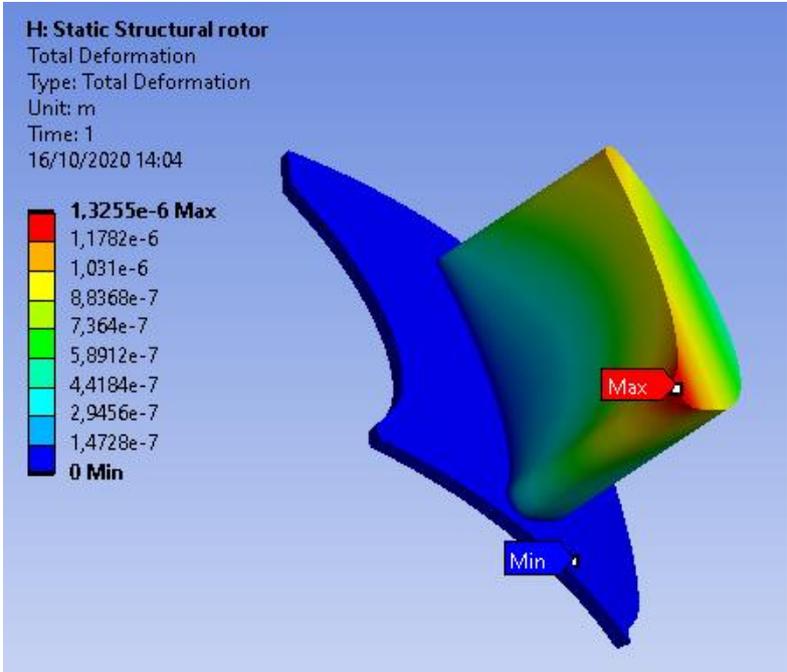


Figure 6.19: Distribution de déplacements dans le rotor.

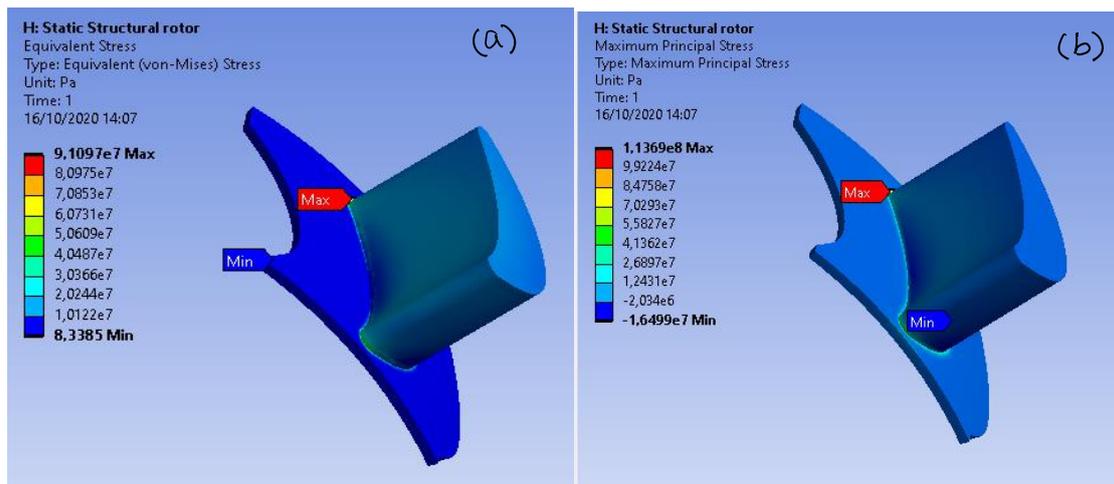


Figure 6.20: Distribution de Contraintes dans le rotor (a- équivalente de Von Mises, b- maximale).

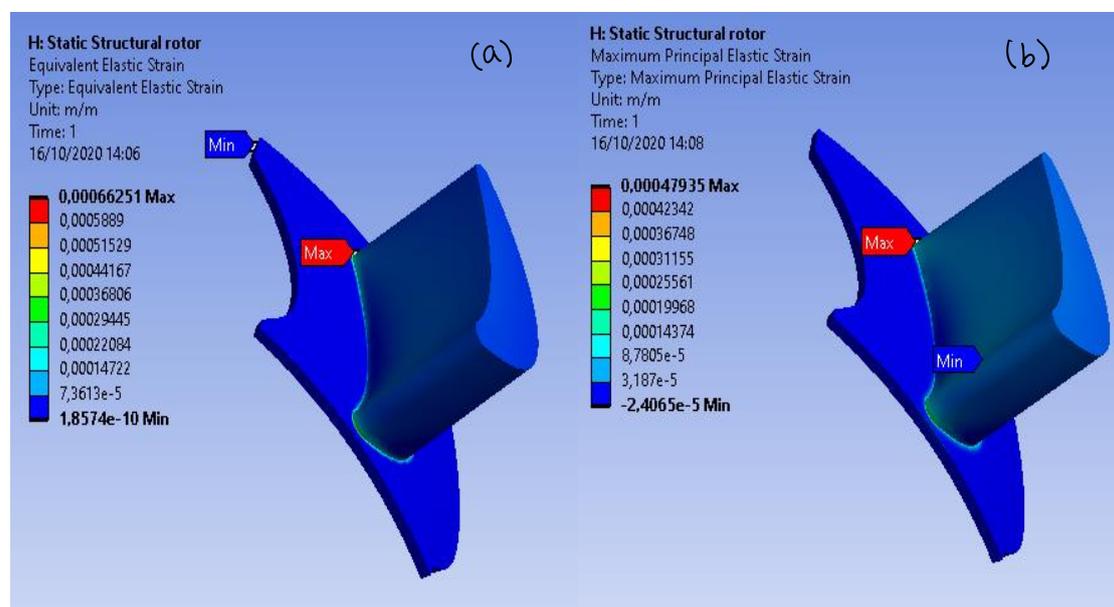


Figure 6.21: Distribution de Déformations dans le rotor. (a- équivalentes, b- maximale).

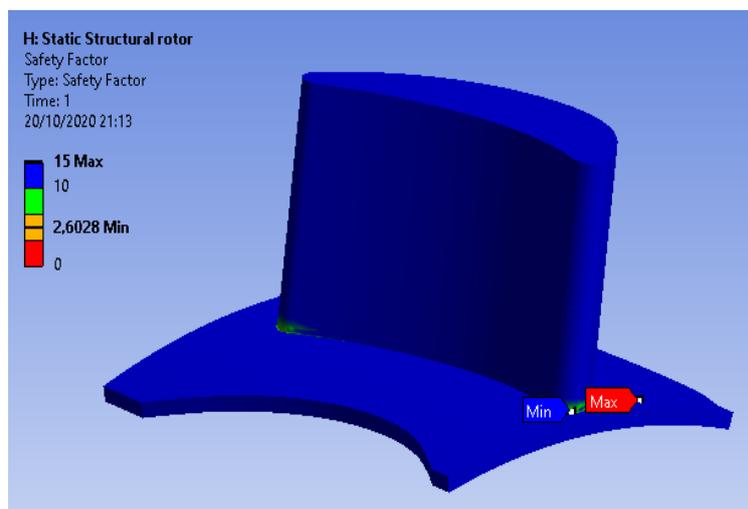


Figure 6.22: Distribution des valeurs du facteur de sécurité dans le rotor.

En ce qui concerne le rotor, puisque la configuration des charges et des supports est différente surtout avec la présence de la force centrifuge (rotation), ainsi qu'un système d'écoulement qui génère un champ de pression différent, la distribution des contraintes et des déformations est largement influencée par ces conditions[88]. Commençons par les déplacements dont on remarque ici que la zone libre de l'aube présente les plus grandes valeurs spécialement la pointe haute du bord d'attaque ce qui est très attendu dans une configuration proche de l'exemple type de flexion.

Les contraintes (équivalentes de Von Mises, et maximale) sont plus concentrées sur la zone de fixation de l'aube du rotor avec le moyeu de la roue c'est le même résultats qu'a obtenu Zhou et al. [89] avec la turbine Kaplan qui est une turbine axiale de conception proche d'une turboforeuse, avec un pic observé sur le bas du bord de fuite.

La même observation est valable pour la distribution des déformations relatives. Cette zone de concentration de contraintes requiert une attention particulière pour toute amélioration de conception.

Le facteur de sécurité est largement supérieur au seuil de la limite élastique. cependant il faut noter la valeur observée à l'intersection de l'aube avec le moyeu est inférieur à la valeur calculée pour le stator, qui peut être expliqué par la présence de charges de fonctionnement plus grandes.

On termine cette partie par une comparaison entre les valeurs mécaniques d'intérêt entre le stator (déplacement, contraintes, et déformations), qui sont calculées par le logiciel ANSYS et ceux mis dans le tableau ci-dessus (tableau 6.2).

Tableau 6.2 Tableau récapitulatif

	Stator			Rotor		
<b>Déplacements</b> <b>(10<sup>-7</sup>m)</b>	<b>Max.</b>	<b>Moyen</b>		<b>Max.</b>	<b>Moyen</b>	
	<b>4.57</b>	<b>1.246</b>		<b>270.8</b>	<b>13.25</b>	
<b>Contraintes</b> <b>(Mpa)</b>	<b>Max.</b>	<b>Equiv.</b>	<b>Elas lim.</b>	<b>Max.</b>	<b>Equiv.</b>	<b>Elas lim.</b>
	<b>75.87</b>	<b>57.68</b>	<b>250</b>	<b>113.69</b>	<b>87.136</b>	<b>250</b>
<b>Déformations</b> <b>(10<sup>-5</sup>)</b>	<b>Max.</b>	<b>Equiv</b>		<b>Max.</b>	<b>Equiv</b>	
	<b>31.02</b>	<b>3.0255</b>		<b>47.935</b>	<b>4.4387</b>	

La différence de comportement mécanique entre le stator et le rotor est bien évidente, vu la différence en type et en intensité des charges supportées ; c'est pour le déplacement qu'on rencontre le plus grand écart avec une valeur moyenne pour le rotor qui est 10.6 fois plus grande que celle obtenue pour le stator, l'écart est encore plus grand pour la valeur maximale (59.29 fois).

En ce qui concerne la contrainte équivalente moyenne et la contrainte maximale l'écart entre le stator et le rotor est moins important, mais reste très significatif, avec un écart de 51% et 49% respectivement. On remarque aussi qu'on approche plus de la limite élastique pour le rotor vue l'intensité plus grande des charges de fonctionnement pour ce dernier.

Finalement l'augmentation des valeurs de la déformation équivalente moyenne et la déformation maximale de la zone rotor par rapport au stator est respectivement 47% et 54%, qui est dans la même marge des valeurs observées précédemment pour les contraintes.

## 6.7.2 Influence de la vitesse de rotation sur la distribution de contraintes

Dans cette partie on s'intéresse à la distribution des contraintes et des déformations sur la surface du rotor précisément, vu que le stator est fixe et n'est pas affecté par la variation de la vitesse de rotation. Nous présenterons les résultats pour trois vitesses de rotation 500, 1000, 1500 Tpm pour le même débit d'écoulement de 33.97 kg/s utilisé pour la validation de notre modèle numérique d'écoulement au chapitre 4.

- Les déplacements

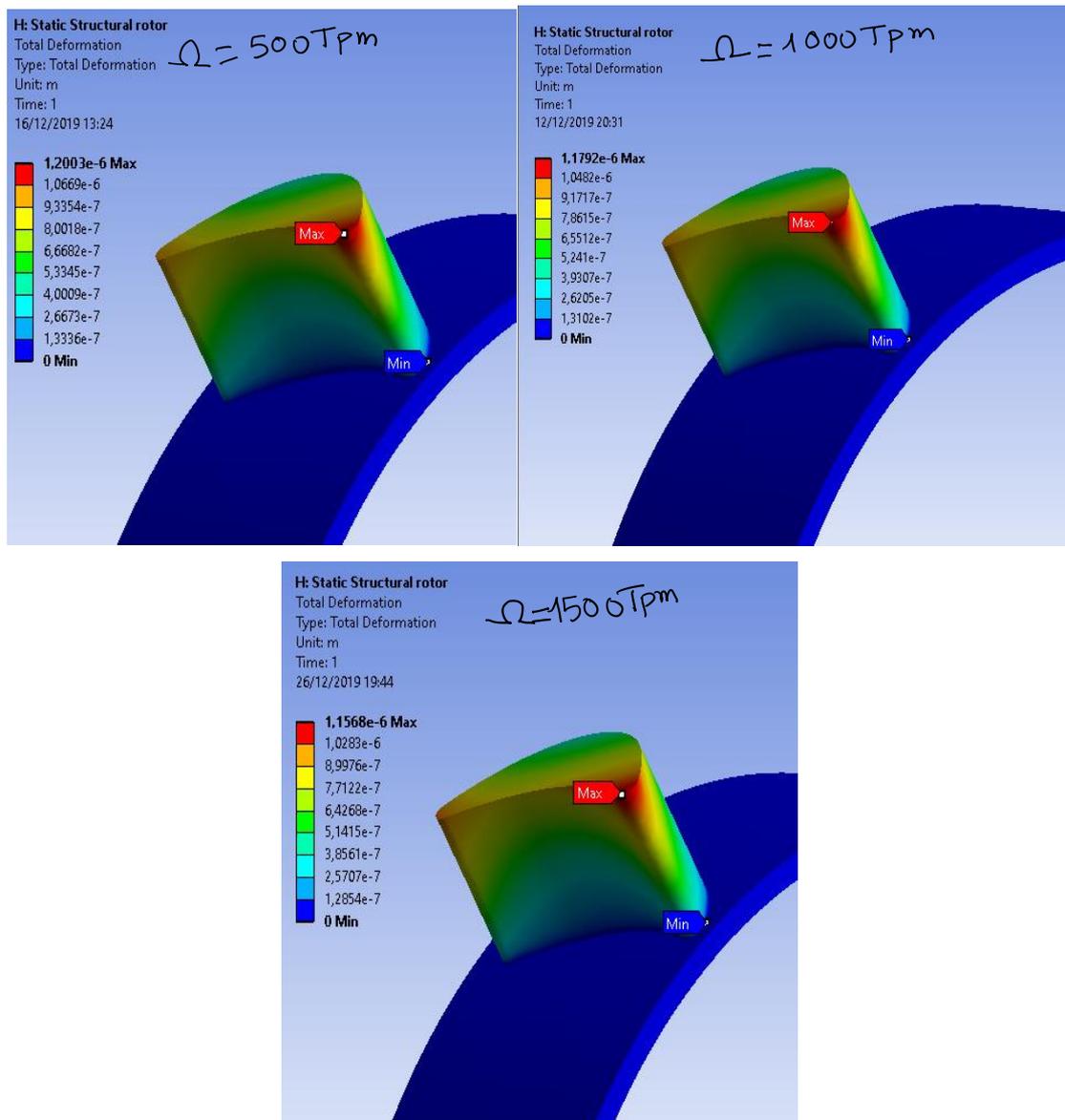


Figure 6.23: Déplacement maximal pour plusieurs valeurs de la vitesse de rotation  $\Omega$ .

- **Contraintes**

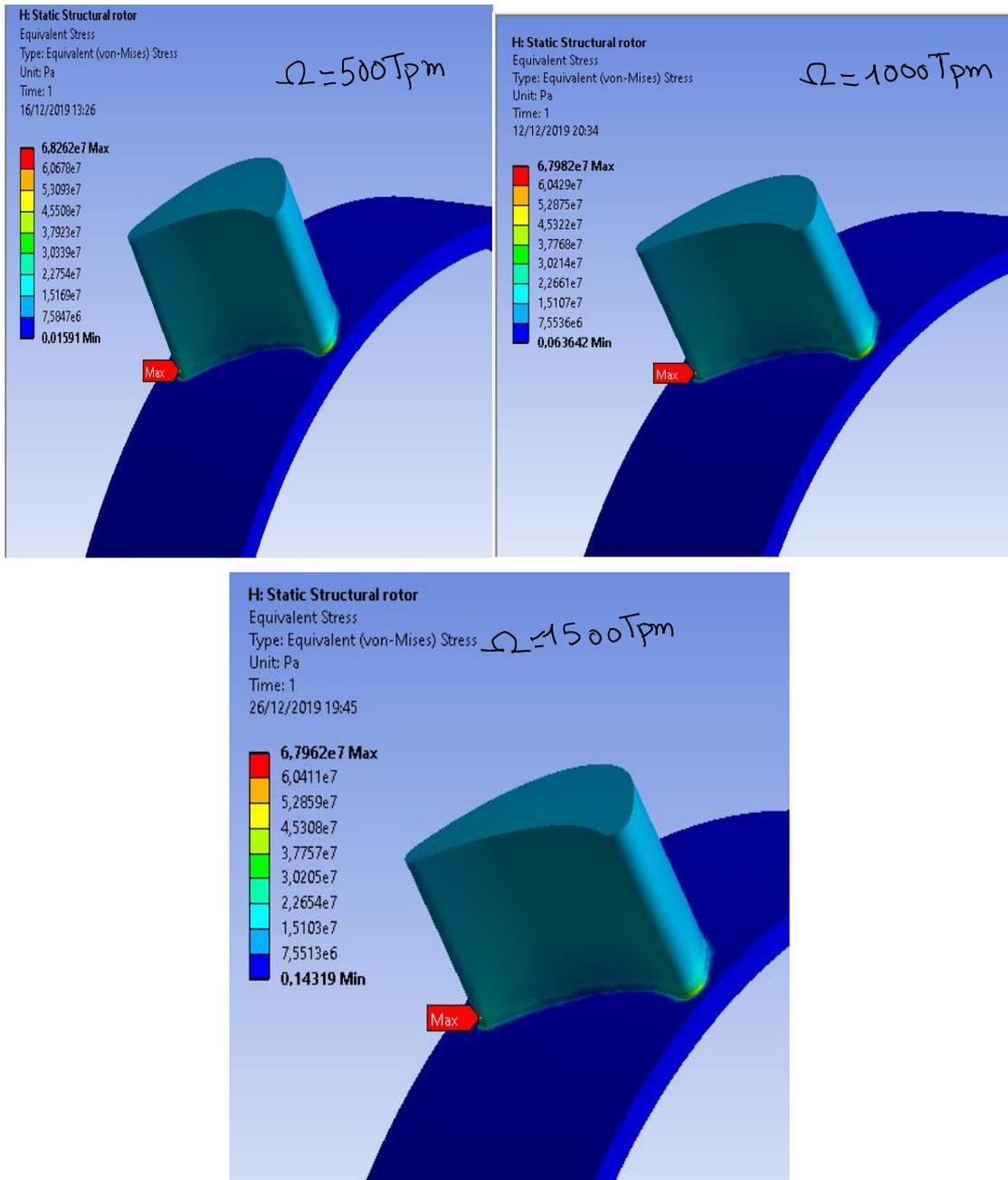


Figure 6.24: Contrainte équivalente pour plusieurs valeurs de la vitesse de rotation  $\Omega$ .

- **Déformations**

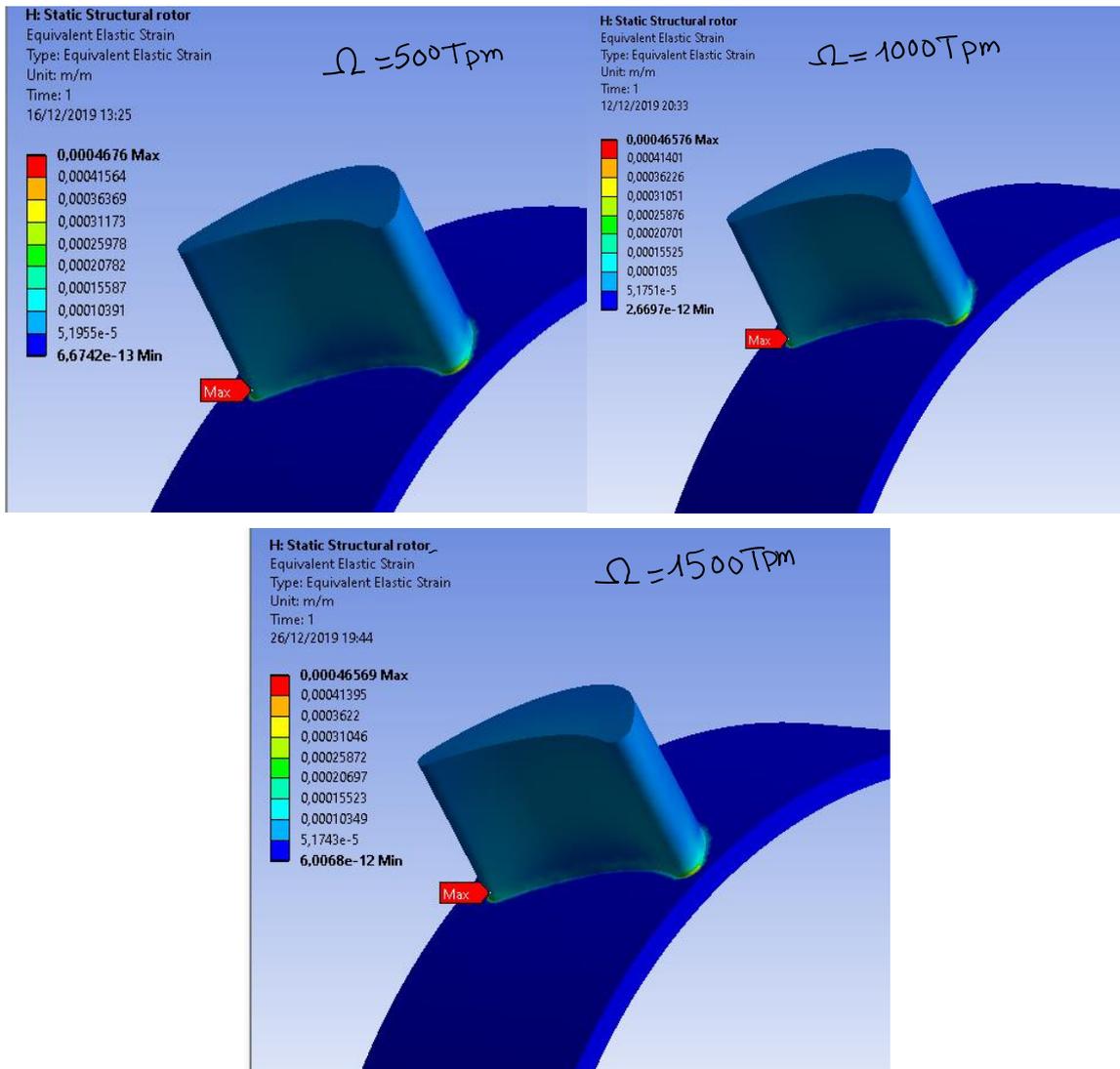


Figure 6.25: Déformation équivalente pour plusieurs valeurs de la vitesse de rotation.

A partir des figures 6.23, 6.24 et 6.25 on remarque d’abord que la distribution des variables d’intérêt (déplacement, contraintes équivalente et déformation équivalente), suivent le même schéma général et la concentration des contraintes et des zones de déformations élevées sont situées exactement dans la même région (voir le paragraphe précédent).

Cependant on remarque que les valeurs de déplacement, de contraintes et de déformations diminuent faiblement avec l’augmentation de la vitesse de rotation (surtout pour les contraintes et les déformations équivalentes), mais néanmoins l’écart est perceptible (voir le travail de Saeed[81]). Ceci peut être facilement expliqué par les résultats du chapitre 4, qui nous indiquent que le couple généré par la turbine diminue linéairement avec l’augmentation de la vitesse de rotation.

Cette diminution a été attribuée à la diminution des gradients de pression due à l’augmentation de la dissipation dans le domaine fluide à cause de l’augmentation du mouvement relatif du fluide par rapport aux aubes de la turbine.

Le faible écart est expliqué par le fait que les contraintes appliquées à la structure du rotor sont inférieure à la limite élastique, les variations de déformations obtenues sont très faibles du fait des caractéristiques mécaniques du matériau de la turbine (acier ordinaire).

### 6.7.3 Influence du débit sur la distribution des contraintes et déformations

Le débit est un paramètre très influent sur les performances de la turboforeuse. Dans ce paragraphe on s'intéresse à l'effet de sa variation sur le comportement mécanique d'une roue de rotor de turboforeuse. On calcule quelques paramètres mécaniques d'intérêt (déplacement, contrainte, déformation pour chaque valeur de débit considéré (20,24 ,28, 34,42 kg/s) et pour la vitesse de rotation on prend les valeurs qui donnent la puissance optimale. Les résultats du déplacement moyen, de la contrainte équivalente ainsi que la déformation maximale sont représentés par les courbes suivantes :

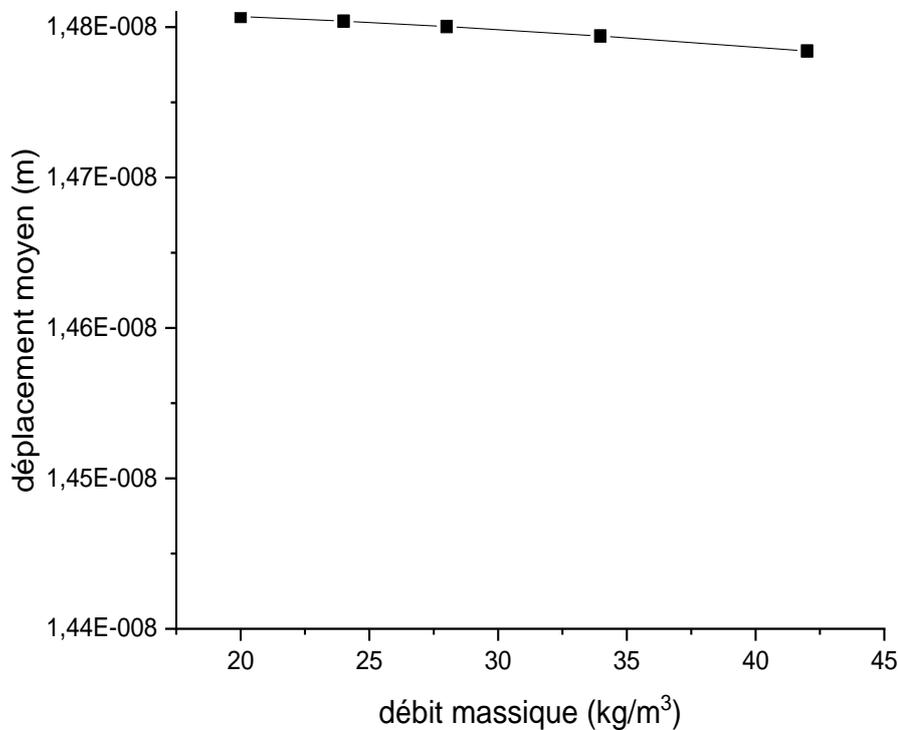


Figure 6.26: Déplacement moyen en fonction du débit massique.

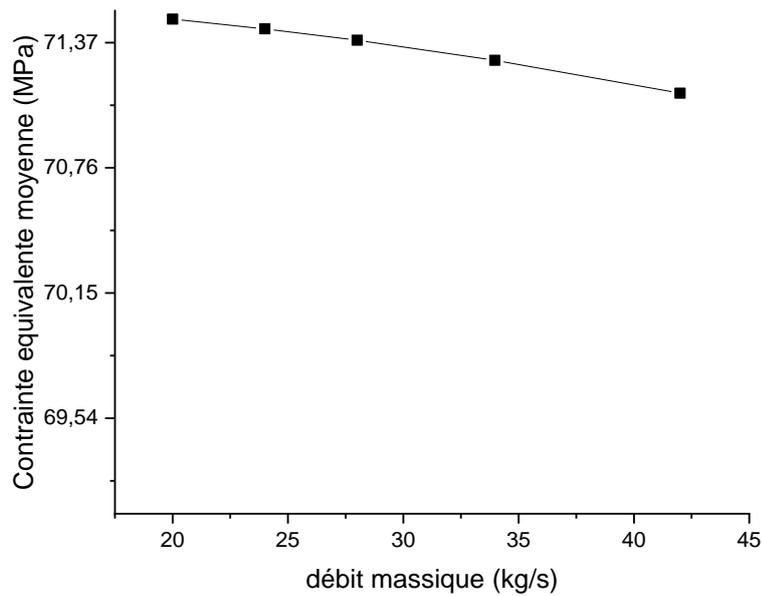


Figure 6.27: Contrainte équivalente moyenne en fonction du débit massique.

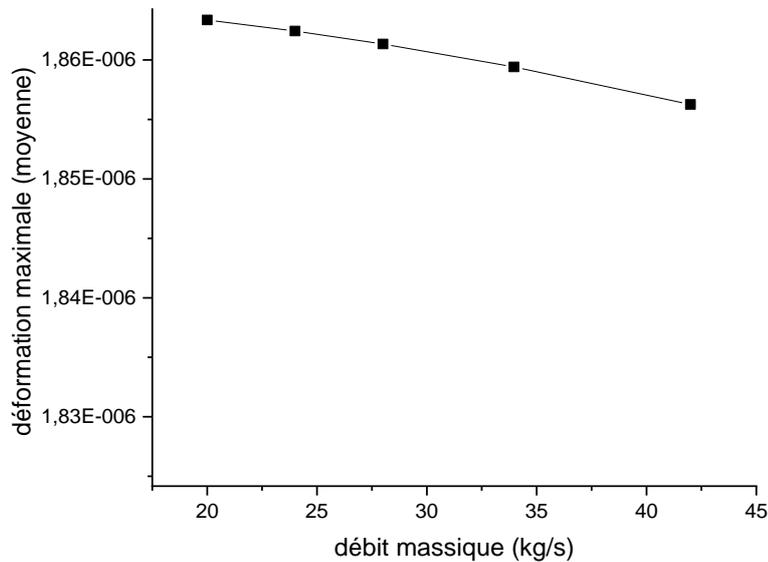


Figure 6.28: Déformation maximale en fonction du débit massique.

D'après les graphes (figures 6.26-6.28), on observe la même tendance en baisse des paramètres de contraintes (déplacement, contraintes, déformation). Cependant cette baisse est très faible, mais reste non négligeable. On peut l'attribuer à la faible variation du champ de pression appliqué par le fluide sur les surfaces des aube. Ce qui a été bien illustré dans le chapitre précédent en indiquant une diminution de la valeur de pression avec l'augmentation du débit, qui augmente la vitesse (effet Bernoulli et conservation de l'énergie).

Ces résultats indiquent le lien très étroit entre la forme de l'écoulement du fluide et le comportement mécanique de la structure des aubes, qui justifie notre choix de l'approche utilisée dans cette étude et qui met l'accent sur le couplage de divers types de phénomènes physiques différents et sur l'influence réciproque de l'un sur l'autre.

#### 6.7.4 Influence de la masse volumique sur la distribution de contrainte et déformation

Nous répétons la même procédure utilisée précédemment, sauf que dans ce cas on s'intéresse à l'influence de la masse volumique de la boue de forage, qui est quantifiée par l'évaluation des paramètres mécaniques d'intérêt (déplacement, contrainte, déformation pour chaque valeur de la masse volumique considérée (1000,1100,1200,1300 ,1400, 1600 kg/m<sup>3</sup>). Les résultats de déplacement moyen et de la contrainte équivalente moyenne, et déformation maximale moyenne sont représentés par les courbes suivantes (figures 6.29 ,6.30 ,6.31).

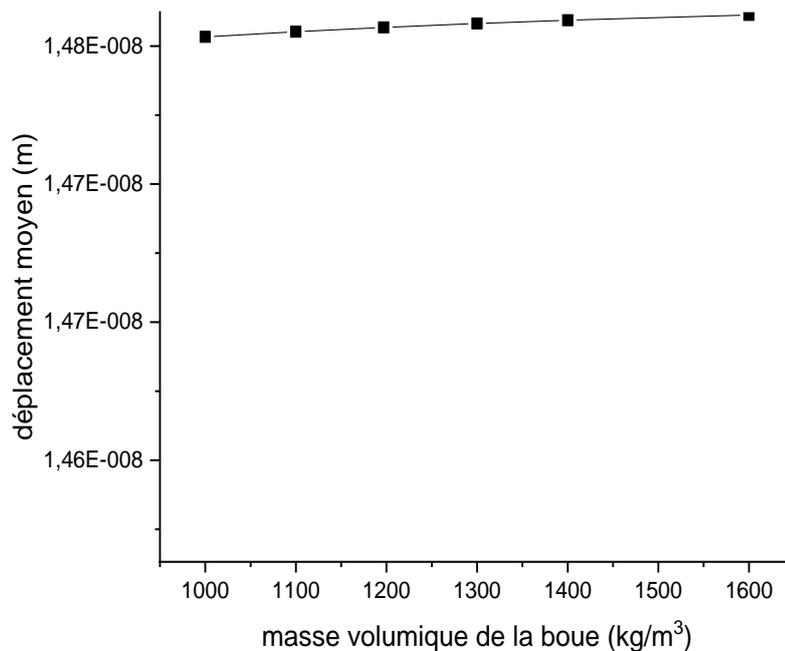


Figure 6.29: Déplacement moyen en fonction de la masse volumique.

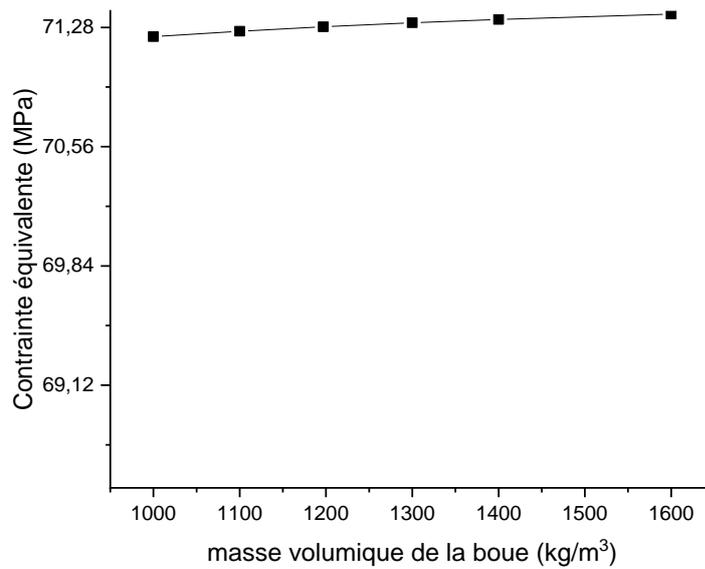


Figure 6.30: Contrainte équivalente en fonction de la masse volumique.

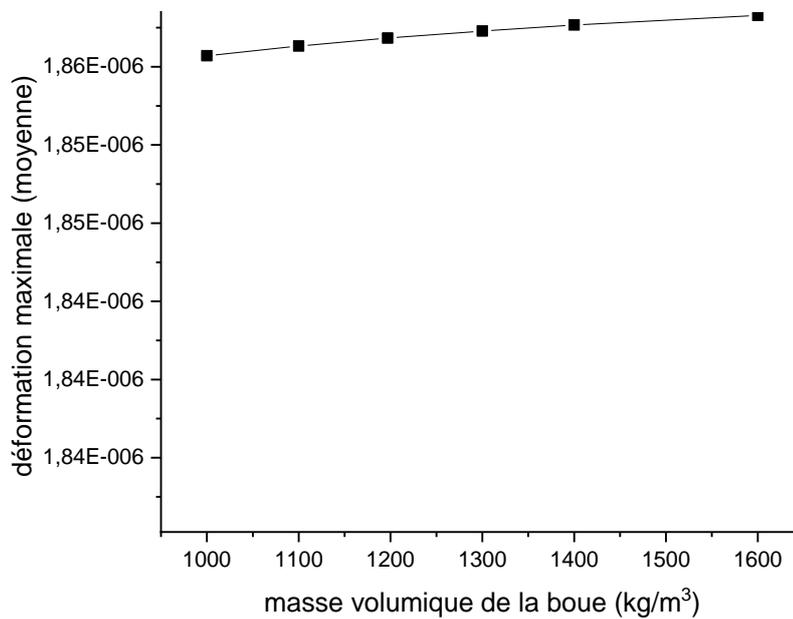


Figure 6.31: Déformation équivalente en fonction de la masse volumique.

L'influence de la variation de la masse volumique (augmentation) est illustrée par les figures (6.29-6.31). Mais ici inversement au cas précédent, on observe une tendance en hausse des paramètres de contraintes (déplacement, contraintes, déformation), cette hausse est faiblement perceptible, pour les mêmes raisons données au paragraphe précédent.

## **6.8 Conclusion**

Dans ce chapitre on a pu vérifier l'intégrité structurelles des aubes du rotor et du stator soumises aux charges de fonctionnement (pression du fluide et force centrifuge), les contraintes équivalentes calculée par la simulation reste confortablement inférieure à la limite élastique de l'acier standard qui compose la matière des disques de la turbine, néanmoins la concentration des contraintes et des déformations est plus importante au niveau des bord des aubes.

Les conditions opératoires et hydrauliques (vitesse de rotation, débit, masse volumique), ont des effets perceptibles mais faible sur l'intensité des contraintes de charge. Ces dernières sont dominées par la pression importante (137 bars) exercée par l'écoulement de la boue de forage sur les aubes de la turboforeuse.

## Conclusion générale

Notre travail est une contribution à l'étude d'une turbine axiale hydraulique de type turboforeuse. Cet équipement trouve sa justification dans la problématique conjointe de l'équilibre à trouver entre la demande sans cesse croissante en énergie et la diminution de la production des gisements traditionnels, ainsi que la nécessité de faire des forages plus profonds.

La réponse qu'apporte notre travail à cette problématique est l'étude des turboforeuses qui ont pris une grande importance, ces dernières années. Elles présentent de gros avantages par rapport aux autres techniques de forages, par leurs durances et leurs flexibilités.

Afin d'aboutir aux objectifs de notre travail, nous avons choisi d'étudier les performances de ce type de machine, par une approche multidisciplinaire numérique. Nous considérons deux aspects physiques de la machine, notamment l'écoulement hydrodynamique et la mécanique des structures solides.

La résolution numérique des équations gouvernant les phénomènes physiques a été effectuée à l'aide du logiciel « ANSYS 2020 ». A cet effet, nous avons construit un modèle géométrique d'un étage d'une turboforeuse existante. Le maillage a été réalisé à l'aide de « TurboGrid ». Les solveurs « ANSYS CFX » et « ANSYS MECHANICAL » ont été utilisés pour le calcul des écoulements, et des structures, respectivement.

Les principales conclusions auxquelles nous sommes aboutis, à l'issue de notre travail de recherche, sont :

- Les performances hydrauliques obtenues sont en très bonne concordance avec les données expérimentales du constructeur, prouvant le bien fondé de notre modèle numérique.
- Le tracé des contours de variables hydrodynamiques (vitesse, pression, intensité de turbulence), a permis de donner une explication physique des évolutions de la performance de la turboforeuse, en cohérence avec les théories établies de l'aérodynamique des turbomachines.
- L'exploitation de l'approche de simulation numérique, a permis d'effectuer une étude paramétrique de l'influence des variables physiques (débit, masse volumique et viscosité de la boue de forage), sur la performance de la turboforeuse
- Il a été démontré que le débit et la masse volumique ont une influence très importante sur le fonctionnement de ces machines (puissance, couple), qui doivent être pris en considération par les opérateurs de forage. Par contre, l'effet de la viscosité est peu significatif.
- L'étude mécanique, de la distribution des contraintes et déformation, a permis de vérifier l'intégrité structurelle des aubes de la turbine, soumises aux charges des forces centrifuges et des pressions d'écoulement.

- Les conditions opératoire et hydraulique (vitesse de rotation, débit, masse volumique) ont des effets faibles sur l'intensité des contraintes de charge, qui restent dominé par la pression importante (137 bars), exercée par l'écoulement de la boue de forage sur les aubes de la turboforeuse.

### **Perspectives**

Dans la perspective d'améliorer ce travail nous suggérons de développer les points suivants :

- Optimisation de la géométrie des aubes de la turbine de forage, selon des critères de maximisation des performances hydrauliques, et minimisation des contraintes et déformation des aubes.
- Etude du phénomène d'écoulement secondaire dans les zones annulaires de stator et du rotor, et l'influence sur les paramètres de fonctionnement.
- Etude de l'usure des surfaces des aubes par le phénomène d'érosion, causé par les particules de sables injectés dans l'écoulement.
- Étude de l'écoulement de fluides complexes ou multiphasiques à travers les turboforeuses, et l'influences sur le fonctionnement de ces machines.

## Références Bibliographiques

1. W. C. Lyons, G.J.P., Standard handbook of petroleum & gas engineering. 2005: Elsevier.
2. "Neyrfor Turbodrill Handbook", ed. Schlumberger. 2012: Schlumberger Marketing
3. R. Radtke, , high-power turbodrill and drill bit for drilling with coiled tubing, N.E.T. Laboratory, Editor. 2011: Technology International, Inc.
4. T.K. Sengupta, Theoretical and Computational Aerodynamics. 2015, Chichester, West Sussex,; John Wiley & Sons Ltd.
5. M. Sleirnan, Simulation of 3-D Viscous Compressible Flow in Multis tage Turbomachinery by Finite Element Methods, in The Department of Mechanical Engineering. 1999, Concordia University: Montreal, Quebec, Canada.
6. M.A. Mayorca, Numerical Methods for Turbomachinery Aeromechanical Predictions, in Department of Energy Technology School of Industrial Engineering and Management. 2011, Royal Institute of Technology: Stockholm, Sweden.
7. R. Seale, T. Beaton, G. Flint, Optimizing Turbodrill Designs for Coiled Tubing Applications, in SPE Eastern Regional Meeting. 2004, Society of Petroleum Engineers: Charleston, West Virginia. p. 10.
8. "Neyrfor Turbodrill Basics Manual"., Smith International Inc. 2004.
9. D. ZHANG, Z. Chang-liang, X. Jun-jun, Y. Peng, H. Yu-wen, H. Zhen-zhong, Development and application of turbodrills in hot dry rock drilling. Journal of Groundwater Science and Engineering, 2018. **6**(1): p. 6.
10. M. Reich, Competitive Performance Drilling with High-Speed Downhole Motors in Hard and Abrasive Formations, in IADC/SPE Drilling Conference. 2000. p. 8.
11. A. Mokaramian, V. Rasouli, G. Cavanough, A hydraulic energy performance indicator for Coiled Tube Turbodrilling, in 46th US Rock Mechanics Geomechanics Symposium. 2012.
12. A. Mokaramian, V. Rasouli, G. Cavanough, Turbodrill Design and Performance Analysis. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2015. **8**(3): p. 377-390.
13. A. Mokaramian, , V. Rasouli, G. Cavanough, Fluid Flow Investigation through Small Turbodrill for Optimal Performance. Mechanical Engineering Research, 2013. **3**(1).
14. Y. Wang, Design and Output Performance Model of Turbodrill Blade Used in a Slim Borehole. Energies, 2016. **9**(12): p. 1035.
15. X. Zhang, , Optimization design for turbodrill blades based on response surface method. Advances in Mechanical Engineering, 2016. **8**(2).
16. Wang Yu., Li Zhijun, Design and development of turbodrill blade used in crystallized section. ScientificWorldJournal, 2014. **2014**: p. 682963.
17. V. G. Monteiro, C. Bringhenti,A. Vastenavond, J. H. B. Sampaio , Performance evaluation of a hydraulic turbine used as an turbodrill for oil and gas applications in post-salt environment in Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT2017. 2017. Charlotte, NC, USA: ASME
18. Liguang Wang, Yu Wang, Baolin Liu, Qin Zhou, Flow Field Analysis of Turbine Blade Modeling Based on CFX-Blade Gen. International Journal of Science, 2015. **2**(4): p. 5.
19. A.M. Daabo, Performance investigation and design optimization of micro scale compressed air axial turbine for domestic solar powered Brayton cycle. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2020. **37**: p. 100583.
20. W. Tabakoff, , A. Hamed, M. Metwally. Effect of particle size distribution on particle dynamics and blade erosion in axial flow turbines. in ASME 1990 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. 1990. American Society of Mechanical Engineers.
21. A. Hamed, Turbine blade surface deterioration by erosion. Journal of Turbomachinery, 2005. **127**(3): p. 445-452.

22. D. Feng, P. Gong, P. Wang, R. Xiang, Effects of outer rim of rotors on performance of the turbodrill. *Mach. Des. Res.*, 2018. **34**(3): p. 4.
23. Hassan Khawaja, *Multiphysics Modelling of Fluid-Particulate Systems*, ed. A. Press. 2020.
24. T. Rabczuk, *Computational Methods of Multi-Physics Problems*. 2019: MDPI.
25. Z.Q. Cen Song, *Multiphysics Modeling Numerical Methods and Engineering Applications*. Computational mechanics series, ed. T.U. Press. 2016: Elsevier
26. B.K Sultanian, *Logan's Turbomachinery, Flowpath Design and Performance Fundamentals*, ed. L.L. Faulkner. 2019: CRC Press.
27. S.L. Dixon, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. 1998: pergamon Press.
28. S.A. Korpela, *Principles of Turbomachinery*, ed. I. JOHN WILEY & SONS. 2020.
29. G.F. Round, *Incompressible Flow Turbomachines Design, Selection, Applications, and Theory* ed. G.P. Publishing. 2004: Elsevier.
30. V.D. Murty, *Turbomachinery Concepts, Applications, and Design*, ed. C. Press. 2018: Taylor & Francis Group.
31. M. Natanael, Turbodrill with asymmetric stator and rotor vanes, in Smith International. 2008: USA.
32. A.A. Makky, *Coding Tutorials for Computational Fluid Dynamics*. 2014: Ahmed Al Makky
33. Braembussche, R., Challenges and progress in turbomachinery design systems. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2013. **52**: p. 012001.
34. J. Denton, and W. Dawes, Computational fluid dynamics for turbomachinery design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 1998. **213**(2): p. 107-124.
35. J.D. Denton, Some Limitations of Turbomachinery CFD. 2010(44021): p. 735-745.
36. X. Wang, CFD Simulation of Complex Flows in Turbomachinery and Robust Optimization of Blade Design, in Department of Mechanical Engineering 2010, Vrije Universiteit Brussel.
37. M. LESIEUR, *Turbulence in Fluids*. 2008: Springer.
38. "Modeling Turbulent Flows". 2006: ANSYS, Inc.
39. E. Sagol, A. Ilinca, Assessment of Two-Equation Turbulence Models and Validation of the Performance Characteristics of an Experimental Wind Turbine by CFD *ISRN Mechanical Engineering*, 2012. **2012**: p. 10.
40. B. Launder, and D.B. Spalding, The Numerical Computation of Turbulent Flow Computer Methods. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1974. **3**: p. 269-289.
41. B.E. Launder, *Lectures in mathematical models of turbulence 1972*: Academic Press.
42. G. Mompean, Numerical simulation of a turbulent flow near a right-angled corner using the Speziale non-linear model with RNG  $k-\epsilon$  equations. *Computers & Fluids*, 1998. **27**(7): p. 847-859.
43. B. Parent, and J.P. Sisljan, Validation of the Wilcox  $k-\omega$  Model for Flows Characteristic to Hypersonic Airbreathing Propulsion. 2004. **42**(2): p. 261-270.
44. F. Lacombe, vérification et validation d'une loi de paroi consistante du modèle de turbulence  $k-\Omega$  SST, in département de génie mécanique. 2017, Université de Montréal.
45. F.R. Menter, Improved two-equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows. 1992. p. 22809.
46. D.L Sondak, Wall functions for the  $k-\epsilon$  turbulence model in generalized nonorthogonal curvilinear coordinates. 1992, Iowa State University.
47. J. Matsson, *An Introduction to ANSYS Fluent 2020*: SDC Publications.
48. F. Moukalled, "The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics", ed. S.I. Publishing.

49. O.A. Bauchau, "Structural Analysis, With Applications to Aerospace Structures", ed. G.M.L. GLADWELL. 2009: Springer.
50. A. Batailly, Simulation de l'interaction rotor/stator pour des turbo-machines aeronautiques en configuration non-accidentelle, in Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture. 2008, École centrale de nantes.
51. H. Doi, Fluid-structure coupled aeroelastic computations for transonic flows in turbomachinery, in department of aeronautics and astronautic. 2002, stanford university.
52. C.D. Coman, Continuum Mechanics and Linear Elasticity - An Applied Mathematics Introduction 2020: Springer Nature
53. J.W. Rudnicki, Fundamentals of Continuum Mechanics 2015: John Wiley & Sons, Ltd.
54. H. Schmucker, F. Flemming, and S. Coulson, Two-Way Coupled Fluid Structure Interaction Simulation of a Propeller Turbine. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2010. **3**(4): p. 342-351.
55. B. Radi, "Fluid-Structure Interactions and Uncertainties, Ansys and Fluent Tools", John Wiley & Sons, Inc. 2017.
56. "ANSYS CFX-Solver Theory Guide", ANSYS, Inc. 2006
57. "ANSYS BladeModeler User Guide". ANSYS, Inc. 2006
58. T. Stolarski, Engineering Analysis with ANSYS Software. Engineering Analysis with ANSYS Software (Second Edition). 2018: Butterworth-Heinemann.
59. H. Lee, Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 2019. 2019: SDC Publications.
60. D.R. Reinelt, , Simulation von Turbomaschinen mit ANSYS CFD 18, I. ANSYS, Editor. 2017.
61. B. Kenny, Final Design Report: Drilling Turbine (Turbodrill), in MECHANICAL DESIGN PROJECT II. 2009.
62. A. Hamed, W. Tabakoff, and R. Wenglarz, "Erosion Deposition, and Their Effect on Performance. Turbine Aerodynamics, Heat Transfer, Materials, and Mechanics". 2014, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. 585.
63. A.S. Bahr Ennil, Z. M. Al-Jubori. Optimization of small scale axial air turbine using ansys Cfx. in 22nd The IIER International Conference. 2015. London, United Kingdom.
64. N. Tonello, L. Meux, M. Ferrand, Frozen Rotor and Sliding Mesh Models Applied to the 3D Simulation of the Francis-99 Tokke Turbine with Code\_Saturne. Journal of Physics: Conf. Series, 2017. **782**.
65. B. Winhart, D. Engelmann, Application of the time transformation method for a detailed analysis of multistage blade row interactions in a shrouded turbine, in Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. 2017: Stockholm, Sweden.
66. Rodrigues Simão, Discrete adjoint mixing-plane formulation for multi-stage turbomachinery design. 2015.
67. P. Du, F. Ning, Validation of a novel mixing-plane method for multistage turbomachinery steady flow analysis. Chinese Journal of Aeronautics, 2016. **29**(6): p. 1563-1574.
68. K. Sahnoune, A.Benbrik, A. S. Mansour, R. Oussama, Flow simulation and performance analysis of a drilling turbine. Journal of Engineering Research, 2020. **8**(3): p. 15.
69. Rabijit Dutta, J.N., Anne-Marie Giroux and Ugo Piomelli, Evaluation of turbulence models in roughwall boundary layers for hydroelectric applications. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2017. **10**(3): p. 13.
70. A. MOKARAMIAN, CFD simulations of turbodrill performance with asymmetric stator and rotor blades configuration, in Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. 2012, CSIRO Australia: CSIRO, Melbourne, Australia.

71. R. Agromayor, and L.O. Nord, Preliminary Design and Optimization of Axial Turbines Accounting for Diffuser Performance. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 2019. **4**(3).
72. A. Samad, *Turbomachinery Design and Optimization A systematic approach for turbomachinery blade design, flow analysis and performance optimization*. 2012, Heinrich-Bocking. Saarbrucken, Germany.
73. F.E HITCHENS, *the encyclopedia of aerodynamics*. 2015: Andrews UK Limited.
74. Zou. Z, *Axial Turbine Aerodynamics for Aero-engines*. 2018.
75. T.I.P Shih,V. Yang, *Turbine Aerodynamics, Heat Transfer, Materials, and Mechanics*. 2014.
76. John D. Anderson, J., *Fundamentals of Aerodynamics. SIXTH EDITION* ed. 2017, New York: McGraw-Hill Education.
77. M. Sajjadian, V.A. Sajjadian, and A. Rashidi, Experimental evaluation of nanomaterials to improve drilling fluid properties of water-based muds HP/HT applications. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2020. **190**: p. 107006.
78. M. Du, Impact of additives with opposing effects on the rheological properties of bentonite drilling mud: Flow, ageing, microstructure and preparation method. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 2020. **192**: p. 107282.
79. A. Mokaramian, V. Rasouli, and G. Cavanough, Turbodrills design and performance analysis for efficient drilling in hard rocks, in *Petroleum and Mineral Resources*. 2012. p. 121-132.
80. Littleton, *Rotor and Structural Dynamics of Turbomachinery A Practical Guide for Engineers and Scientists. Applied Condition Monitoring*, ed. W.B. Mohamed Haddar, Fakhher Chaari. Vol. 11. 2018: Springer International Publishing AG 2018.
81. R. Saeed, A. Galybin, and V. Popov, Modelling of flow-induced stresses in a Francis turbine runner. *Advances in Engineering Software*, 2010. **41**(12): p. 1245-1255.
82. C.D. Coman, *Continuum mechanics and linear elasticity*. 2020: Springer.
83. J.E. Marsden, *Mathematical Foundations of Elasticity (Dover Civil and Mechanical Engineering*. 1994: DOVER PUBLICATIONS, INC.
84. Erdogan Madenci, *The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS*, ed. Springer. 2015.
85. S.S. Pramote Dechaumphai, , *Finite Element Analysis with ANSYS Workbench 2018*, Oxford, U.K: Alpha Science International Ltd.
86. S. Høgsberg, *Statics and Mechanics of Structures*, ed. Springer. 2013.
87. R. XIAO, Z. WANG, and Y. LUO, Stress analysis of Francis turbine runners based on FSI [J]. *Journal of Hydroelectric Engineering*, 2007. **3**: p. 022.
88. A.M Daabo, Development of three-dimensional optimization of a small-scale radial turbine for solar powered Brayton cycle application. *Applied Thermal Engineering*, 2017. **111**: p. 718-733.
89. L. Zhou. Analysis of dynamic stresses in Kaplan turbine blades. *Engineering computations*, 2007. **24**(8): p. 753-762.