

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERRA-BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de Fin d'Etude
En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Filière : Génie mécanique

Option : Mécanique des chantiers pétroliers

Thème

Conception simulation et amélioration de performance d'une turboforeuse

Présenté par :

- **REKIK Oussama**
- **HADJ BRAHIM Aissa**

Devant le Jury :

BENBRIK Abderrahmane	Professeur	UMBB	Président
GUBLI Abdelhamid	Docteur	UMBB	Examineur
ARBAOUI Mohamed	Docteur	UMBB	Examineur

Année Universitaire 2015-2016

Sommaire

Remerciement.....	I
Dédicace.....	II
Résumé.....	III
Liste des figures.....	IV
Liste des tableaux.....	V
Introduction générale	01

Chapitre I : Généralités sur la turboforeuse

I.1. Définition.....	02
I.2. Historique de la Turboforeuse.....	02
I.3. Principales applications.....	03
I.3.1. Turboforeuse pour les Puits vertical - turbo forage de haute performance.....	03
I.3.2. Turboforeuse pour les puits déviés - Turboforage directionnel et horizontal.....	03
I.3.3. Turboforeuse pour les puits de petit diamètre.....	04
I.4. Performance de la turboforeuse.....	05
I.5. Les caractéristiques de la turboforeuse.....	06

Chapitre II : Description de la turboforeuse

II.1. Compositions.....	07
II.2. Section puissance.....	08
II.2.1. L'étage de turboforeuse	08
II.2.1.1. Le stator.....	09
II.2.1.2. Le rotor	09
II.2.1.3 Les aubes du rotor et stator.....	10
II.3. Section d'appui.....	12
II.3.1. Les paliers axiaux	13
II.3.1.1. Paliers en élastomère.....	14
II.3.1.2. Paliers en PDC.....	14
II.3.2. Paliers de friction radiaux.....	15
II.3.2.1. Paliers radiaux inférieurs	15
II.3.2.2. Paliers radiaux intermédiaires.....	15
II.4. Cylindre d'équilibrage des poussées.....	16
II.5. Stabilisateur de l'outil	17
II.5.1. Bit box stabiliser BBS	17
II.5.2. Filetage mâle et outil à longue jupe de stabilisation femelle.....	18
II.6. Turbine de forage dirigé	18
II.6.1. Le Bent Housing.....	19
II.7. Principe de fonctionnement	21
II.8. Paramètres de forage avec une turbine	22
II.8.1. Système hydraulique, débit et pression.....	22
II.8.2. Propriétés des boues et leurs effets sur les Turboforeuses.....	22
II.8.2.1. Densité de la boue et Turboforeuse	22

II.8.2.2. Viscosité de boue et Turboforeuse.....	23
II.8.2.3. Type de boue et Turboforeuse.....	23
II.8.3. Produit colmatant (LCM) et Turboforeuse.....	23
II.8.4. Teneur en sable dans la boue.....	23
II.8.5. H ₂ S et Turboforeuse	23
II.8.6. Poids sur les outils.....	24
II.8.7. Rotation la garniture	24
II.8.8. Compensation pour charge axiale.....	24

Chapitre III : Plan du mémoire

III.1. Introduction.....	26
III.2. Concentration du projet.....	26
III.3. Le But du Projet	26
III.4. Méthodologie	27

Chapitre IV: Partie calcul

IV.1. Caractéristiques principales du turboforeuse	28
IV.2. Calcul manuel.....	31
IV.2.1. Rappels théoriques.....	31
IV.2.2. Le triangle de vitesse	32
IV.2.3. Définition des variables nécessaire pour l'étude.....	34
IV.2.4. Equation d'Euler pour les turbines	35
IV.2.5. L'équation de couple en fonction de la vitesse de rotation N	36
IV.2.6. L'équation de la puissance en fonction des de la vitesse de rotation N.....	37
IV.2.7. La vitesse de rotation optimale	38
IV.2.8. L'équation de couple à la vitesse optimale.....	39
IV.2.9. L'équation de la puissance à la vitesse optimale.....	40
IV.2.10. Calcul de la chute de pression à travers l'étage.....	41
IV.2.10.1. La chute de pression ΔP stator en fonction du débit	41
IV.2.10.2. La chute de pression ΔP rotor en fonction du débit	42
IV.2.10.3. La chute de pression totale à travers l'étage.....	43

Chapitre V: Partie simulation

V.1. Etude ANSYS.....	44
V.1.1. Définition de différentes parties de la simulation.....	45
V.2. BLADEGEN.....	46
V.2.1. Courbe de Bézier	47
V.2.2. Construction de stator.....	47
V.2.2.1. Configuration géométrique de stator.....	48
V.2.2.2. Configuration du profil de l'aube.....	49
V.2.2.3. Les propriétés de modèle.....	51
V.2.2.4. Le nombre d'aube	52
V.2.3. Construction de rotor	54
V.2.3.1. Configuration géométrique de rotor	54
V.3. TURBOGRID.....	56
V.3.1. Définition.....	56

V.4.CFX Simulation.....	57
V.4.1. Setup (Configuration).....	57
V.4.1.1.Démarrage du mode Turbo	58
V.4.2.CFX Solution.....	61
V.4.3.Les résultats de CFX	62
V.5.Static Structural.....	71
V.5.1.Effectuer l'analyse static structural sur l'aube de stator	71
V.5.2.Effectuer l'analyse static structural sur l'aube de rotor.....	73
V.6.Etude d'érosion	76
V.6.1.Définition.....	76
V.6.2.Introduction.....	76
V.6.3.Méthodologie.....	76
V.6.4.Résultats.....	77

Chapitre VI: Amélioration de performance de la turboforeuse

VI.1.Introduction.....	78
VI.2.Le But du chapitre.....	78
VI.3.Facteurs d'optimisations	81
VI.3.1.Le contrôle de la chute de pression en un seul étage.....	81
VI.3.2.Le contrôle de la vitesse de rotation	83
VI.4.Première optimisation.....	84
VI.4.1.Modification de la forme de l'aube.....	85
VI.4.2.Simulation	86
VI.5.Deuxième optimisation.....	87
VI.5.1.Modification de la forme de l'aube	88
VI.5.2.Simulation	89
VI.6.Troisième optimisation.....	91
VI.6.1.Modification de la forme de l'aube	91
VI.6.2.Simulation	93
VI.7.La quatrième optimisation.....	94
VI.7.1.Modification de la forme de l'aube	95
VI.7.2.Simulation	96
VI.8.Etude structurel.....	97
Conclusion.....	102

Bibliographie

Liste des figures :

Fig.I.1 : les différents types des turboforeuses.....	05
Fig. II.1.Turboforeuse.....	07
Fig. II.2. Section puissance d'une turboforeuse.....	08
Fig. II.3.Etage d'une turboforeuse.....	08
Fig. II.4.Deux étages d'une turboforeuse.....	08
Fig. II.5.Stator d'un étage d'une turboforeuse.....	09
Fig. II.6.Rotor d'un étage d'une turboforeuse.....	09
Fig. II.7.Stator – Rotor d'un étage d'une turboforeuse.....	10
Fig. II.8.Fonctionnement des aubes de stator-rotor.....	11
Fig. II.9.Les profils d'aube utilisés par la turboforeuse de Schlumberger.....	12
Fig. II.10.Section d'appui avec palier en élastomère.....	13
Fig. II.11.Paliers axiaux en élastomère.....	14
Fig. II.12.Paliers axiaux en PDC.....	14
Fig. II.13.Section d'appui avec palier en élastomère.....	15
Fig. II.14.Paliers radiaux inférieurs.....	16
Fig. II.15. Paliers radiaux intermédiaires.....	16
Fig. II.16.Cylindre d'équilibrage des poussées.....	17
Fig. II.17.Extrémité femelle Bit Box Stabiliser + outil standard.....	18
Fig. II.18.Extrémité mâle + outil à longue jupe femelle.....	18
Fig. II.19.Arbre de transmission flexible en Titane.....	20
Fig. II.20.Capacité de dogleg.....	20
Fig. IV.1.Caractéristiques géométriques de la turboforeuse TSH-MK2.....	30
Fig. IV.2.Triangle de vitesse d'un étage d'une turboforeuse.....	33
Fig. IV.3.Volume de contrôle pour le rotor.....	35
Fig. IV.4.Courbe des caractéristiques mécaniques des turbines de forage.....	38
Fig. IV.5. Variation de la puissance en fonction du débit.....	40
Fig. IV.6. La chute de pression en fonction du débit.....	43
Fig. V.1.Vue générale de l'étude ANSYS.....	46
Fig. V.2.Courbe de Bézier.....	47

Fig. V.3.Etage de turboforeuse TSH-MK2.....	47
Fig. V.4.Le profile d'aube MK2.....	47
Fig. V.5.Position de l'aube de stator.....	48
Fig. V.6.Position de stator.....	48
Fig. V.7.Les paramètres caractéristiques de la courbe de Bézier.....	49
Fig. V.8.Les angles caractéristiques de l'aube.....	49
Fig. V.9.Les paramètres géométriques de l'aube.....	50
Fig. V.10.Les points de Bézier de l'extrados.....	51
Fig. V.11. Les points de Bézier de l'intrados.....	51
Fig. V.12. Les propriétés de modèle.....	51
Fig. V.13. Le nombre d'aube.....	52
Fig. V.14. La forme finale de stator.....	52
Fig. V.15.Vue 2D de deux aubes consécutives du stator.....	52
Fig. V.16. Vue 3D de stator.....	53
Fig. V.17.La variation de l'épaisseur en fonction de la ligne moyenne.....	53
Fig. V.18.Position de l'aube de rotor.....	54
Fig. V.19.Position de rotor.....	54
Fig. V.20.Vue 3D de rotor.....	55
Fig. V.21.Vue 2D de deux aubes consécutives du rotor.....	55
Fig. V.22.Le maillage de stator.....	56
Fig. V.23.Vue 3D de stator-rotor.....	58
Fig. V.24.Spécification du type de machine et type de l'analyse.....	58
Fig. V.25.Vitesse de rotation sélectionnée.....	59
Fig. V.26.Les paramètres physiques.....	59
Fig. V.27.L'interface axiale entre le stator et rotor.....	60
Fig. V.28. Type de l'interface : étage.....	60
Fig. V.29. Type de l'interface : périodique.....	60
Fig. V.30.L'interface radiale de rotor.....	60
Fig. V.31.Vue de la rugosité de surface.....	60
Fig. V.32. L'erreur résiduelle globale en fonction du nombre d'itérations.....	61
Fig. V.33.La distribution de la pression sur la surface de l'aube.....	62
Fig. V.34.Présentation 3D de la distribution de la pression du fluide.....	62
Fig. V.35. Présentation 2D de la distribution de la pression du fluide.....	63

Fig. V.36.Présentation 3D de la distribution de vitesse du fluide.....	63
Fig. V.37.Présentation 2D de la distribution de vitesse du fluide.....	64
Fig. V.38.La variation de la pression au niveau de l'étage.....	64
Fig. V.39.La variation de la vitesse au niveau de l'étage.....	65
Fig. V.40.La variation de la vitesse tangentielle au niveau de l'étage.....	66
Fig. V.41.La variation de la vitesse axiale au niveau de l'étage.....	67
Fig. V.42. Rapport de turbine	68
Fig. V.43. Stator de la turboforeuse.....	72
Fig. V.44. Maillage réalisée sur la surface stator.....	72
Fig. V.45.L rotor de la turboforeuse.....	73
Fig. V.46.Le maillage de rotor.....	73
Fig. V.47.Les déplacements totale au niveau de l'aube de stator et rotor.....	74
Fig. V.48.Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor.....	74
Fig. V.49. Les contraintes équivalent au niveau de l'aube de stator et rotor.....	74
Fig. V.50.Les caractéristiques de sable dans l'écoulement.....	77
Fig. V.51. La distribution de l'érosion sur la surface des aubes de stator et de rotor.....	77
Fig. VI.1.deux aubes de stator.....	82
Fig. VI.2. les angles d'écoulement α_2 et β_3 et les angles des aubes α_{2k} et β_{3k}	83
Fig. VI.3.La force affecte les aubes de rotor.....	84
Fig. VI.4.Caractéristiques de l'aube originale.....	85
Fig. VI.5.Caractéristiques de nouvelle aube.....	85
Fig. VI.6.Forme 2D des aubes originales.....	86
Fig. VI.7.Forme 2D des nouvelles aubes.....	86
Fig. VI.8.L'épaisseur de bord de fuite de l'originale et nouvelle aube.....	86
Fig. VI.9.Rapport de CFX.....	87
Fig. VI.10.Caractéristiques de l'aube originale.....	88
Fig. VI.11.Caractéristiques de l'aube originale.....	88
Fig. VI.12.Forme 2D des aubes originales.....	88
Fig. VI.13.Forme 2D des nouvelles aubes.....	88
Fig. VI.14.L'épaisseur de bord de fuite de l'originale et nouvelle aube.....	89
Fig. VI.15.Rapport de CFX.....	90
Fig. VI.16.Caractéristiques de l'aube originale.....	91
Fig. VI.17.Caractéristiques de nouvelle aube.....	91

Fig. VI.18.Caractéristiques de nouvelle aube.....	92
Fig. VI.19.Rpport de CFX.....	92
Fig. VI.20.Forme 2D des aubes originales.....	93
Fig. VI.21.Forme 2D des nouvelles aubes.....	93
Fig. VI.22.Rapport de CFX.....	94
Fig. VI.23.Caractéristiques de l'aube originale.....	95
Fig. VI.24.Caractéristiques de nouvelle aube.....	95
Fig. VI.25.Forme 2D des aubes originales.....	95
Fig. VI.26.Forme 2D des nouvelles aubes.....	95
Fig. VI.27.Rapport de CFX.....	96
Fig. VI.28.Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor.....	98
Fig. VI.29.Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor.....	98
Fig. VI.30. Les contraintes équivalent au niveau de l'aube de stator et rotor.....	98
Fig. VI.31.Un arrondi de 1 mm au niveau de conta ct de l'aube avec le moyeu.....	99
Fig. VI.32.Un arrondi de 1 mm au niveau de conta ct de l'aube avec L'enveloppe.....	99
Fig. VI.33.Les déformations au niveau l'aube stator avec un arrondi de 1mm.....	100
Fig. VI.34.Les déformations au niveau de de l'aube de rotor avec un arrondi de 1mm..	100
Fig. VI.35.Les contraintes au niveau de l'aube de stator.....	100

Liste des tableaux :

Tableau. IV.1. Caractéristiques principales du turboforeuse.....	28
Tableau. IV.2. Les données de l'entreprise.....	31
Tableau. V.1. Paramètres caractéristiques de l'aube.....	50
Tableau. V.2. Comparaison de valeurs.....	70

INTRODUCTION :

La Turboforeuse est un moteur hydraulique utilisé pour le forage de puits vertical ou horizontal de pétrole et de gaz, et aussi un type de turbomachines hydrauliques axiales, la section motrice de turbine a plusieurs étages de stators et rotors. Elle convertit la puissance hydraulique fournie par le fluide de forage, sous la forme de pression et de débit en énergie mécanique sous forme de rotation.

L'efficacité de la turboforeuse est dépendante de la forme des aubes, ces derniers sont les composants hydrauliques les plus importants, par conséquent, il est important d'analyser l'impact du liquide de forage sur les aubes de la turboforeuse.

Ce projet représente une méthodologie pour la conception de la section motrice à plusieurs étages de la turboforeuse, cette méthodologie de l'étude sera basée sur l'utilisation d'une simulation avec logiciel ANSYS qui utilise les outils : BLADEGEN, TURBO-GRID, CFX, CFD, Static Structural et FSI.

I.1. Définition:

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

La puissance fournie par la turbine est composée des puissances fournies par tous les étages de la turbine (généralement 75 à 125 par section), dans une ou plusieurs sections motrices.

Plus précisément, 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 lui est une fonction du débit de fluides hydrauliques, la densité du fluide hydraulique (poids de la boue), et le nombre des étages employés dans la turbine.

I.2. Historique de la Turboforeuse :

1873 Un Américain, C. G. Cross, a été publié le premier brevet lié à un moteur à turbine de fond de trou pour faire tourner le trépan de forage au fond d'un train de tiges avec une puissance hydraulique, ce concept de forage a été conçu près de 30 ans avant que le forage rotatif a été introduit dans le puits de forage pétrolier.

1924 Les premières applications pratiques du concept de moteur de fond est venu 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 poursuivent aux États-Unis, l'Union soviétique et ailleurs en Europe à développer un moteur à turbine de fond industrielle fiable qui fonctionnerait sur la boue de forage, mais au cours de la décennie à suivre, tous les efforts se sont avérés vains.

1934 En Union soviétique, un nouvel effort a été lancé pour développer un moteur à turbine de fond à plusieurs étages, ce nouvel effort a réussi, cet effort de développement 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 utilisé la technologie pour forer la majorité de ses puits de pétrole et de gaz, dans les années 1950 l'Union soviétique forait près de 80%

de leurs puits avec les moteurs à turbine de fond en utilisant à la surface des pompes à boue de forage ou d'eau douce comme la puissance hydraulique.

1950 Avec le besoin croissant aux États-Unis et ailleurs dans le monde pour les capacités de forage directionnel, l'industrie du forage aux États-Unis et ailleurs ont commencé à reconsidérer la technologie du moteur à turbine de fond. Il existe actuellement trois sociétés de services qui offrent des moteurs à turbine de fond pour le forage des puits de pétrole et de gaz, ces moteurs sont maintenant largement utilisés dans le monde entier pour les opérations de forage directionnel et pour certaines opérations de forage vertical.

Les turbines de fond de puits actionné hydrauliquement ont certaines limites fondamentales, l'un d'entre eux est la vitesse de rotation élevée du trépan de forage et de la turbine, les vitesses de rotation élevées limitent l'utilisation de la turbine de fond lors du forage avec des outils à rouleaux. La vitesse élevée de ces moteurs à entraînement direct provoque une diminution de la durée vie de l'outil à rouleaux.

I.3.Principales applications :

Il existe des configurations personnalisées pour chaque application :

I.3.1.Turboforeuse pour les Puits vertical - turbo forage de haute performance :

Application en puits vertical (straight-hole application), cette tendance fournit une solution haute performance de forage qui maximise la vitesse d'avancement, produit un puits de haute qualité et le maintient très verticalement, ce qui rend le turboforeuse le choix évident pour les opérateurs qui cherchent à réduire le temps de forage et de réduire les coûts d'exploitation.

I.3.2.Turboforeuse pour les puits déviés -Turboforage directionnel et horizontal :

Smith turboforeuse est un leader dans le forage directionnel et horizontal, avec la possibilité d'offrir les taux de construction uniformes et prévisibles, combinée avec incomparable contrôle de surface de l'outil, la turboforeuse assure que les objectifs directionnels peuvent être atteints dans les applications les plus exigeantes.

Le turboforage directionnel a un exceptionnel bilan dans toutes les tailles de trou, il offre des performances supérieures dans les applications externes tels que le fonctionnement side-

track ci-dessous 20000 pieds.

Dans sa robuste toute la configuration métallique, la durabilité exceptionnelle du turboforeuse lui permet de forer complètement les puits multilatéraux sans problèmes ou perturbations.

I.3.3. Turboforeuse pour les puits de petit diamètre (Thru-tubing turbodrilling)

Offres à l'opérateur la possibilité d'obtenir des performances maximales avec une turboforeuse de petit diamètre.

La supériorité de la conception des turboforeuses les rend la solution préférée pour fournir un avantage de performance dans des environnements de production à faibles diamètre et pression et à haute température.



Turboforeuse pour
les Puits vertical



Turboforeuse pour
les puits déviés



Turboforeuse pour les
puits à petit diamètre

I.4. Performance de la turboforeuse :

La section motrice de la turbine comporte plusieurs étages de rotors et de stators, 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 traduira par une augmentation de couple et une augmentation de la puissance de turbine. Cette amélioration du rendement est toutefois accompagnée d'une augmentation de la pression différentielle à travers la section de motrice.

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

I.5. Les caractéristiques de la turboforeuse :

- Le couple et la vitesse de rotation (rpm) sont inversement proportionnels (à savoir que RPM augmente, couple diminue et vice versa).
- La vitesse de rotation est directement proportionnelle au débit (à couple constant).
- Le couple est une fonction du :
 - Débit.
 - La densité 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 des paliers de butée sont équilibrés.
- Off bottom « le trépan ne touche pas le fond » la vitesse de rotation est maximal et le couple égale 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 zéro.
- Une performance optimale est à la moitié du couple de décrochage et à la moitié de la vitesse d'emballement, la turbine réalise alors une puissance maximale.
- En raison des composants en caoutchouc minimales, la turbine est capable de fonctionner dans des puits à haute température.

II.1.Compositions:

Une turboforeuse est constituée d'une :

- 1) 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 dévient le flux du fluide de forage vers les rotors.
 - Les rotors sont fixés à l'arbre de transmission, comme les rotors sont forcés à tourner, l'arbre de transmission est aussi forcé à tourner, entraînant la rotation de l'outil.
- 2) Section d'appui (bearing section).
- 3) Un arbre de transmission pour faire tourner l'outil.

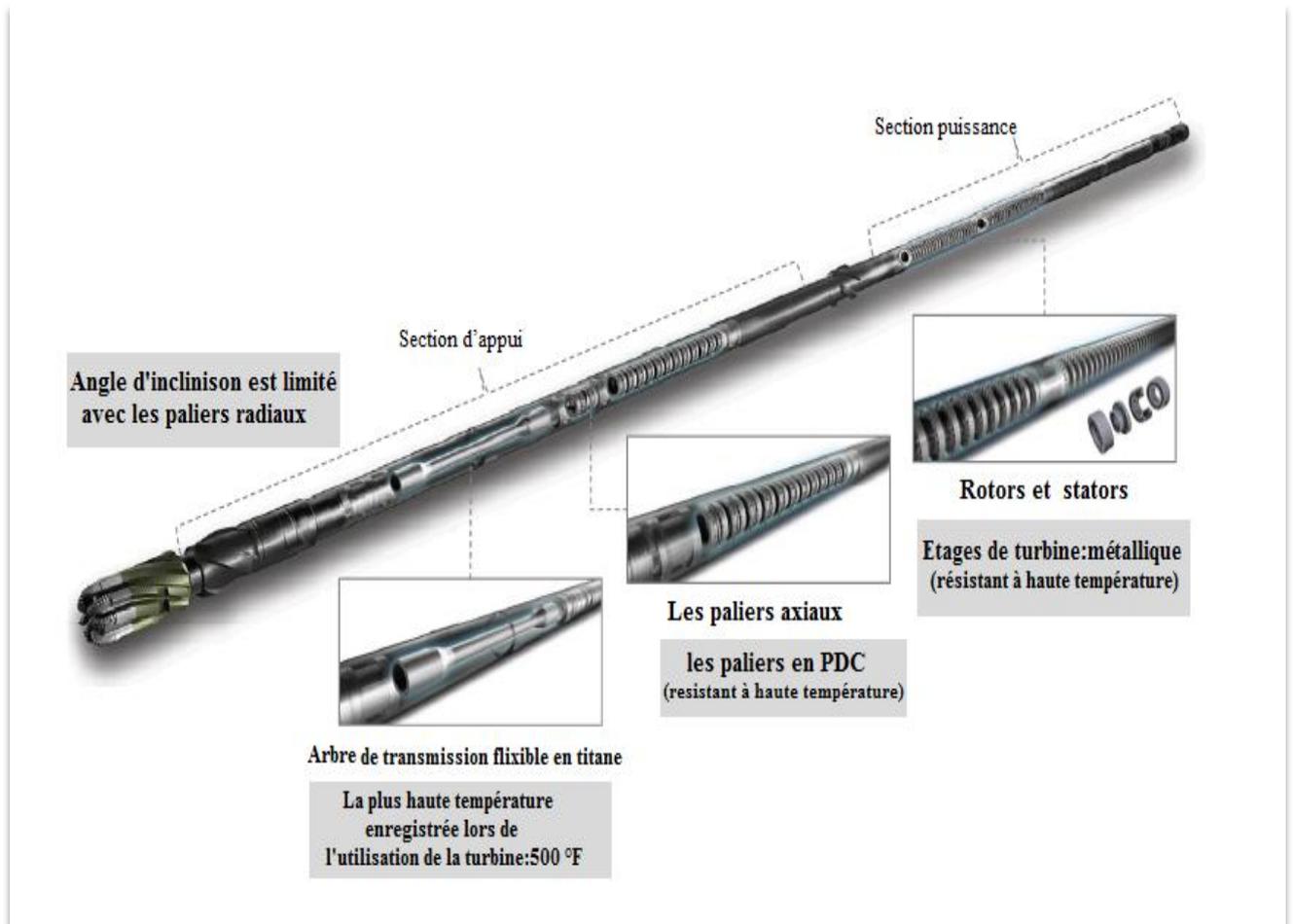


Fig. II.1.Turboforeuse

II.2. Section puissance (motrice) :

Une turbine de forage peut avoir 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).

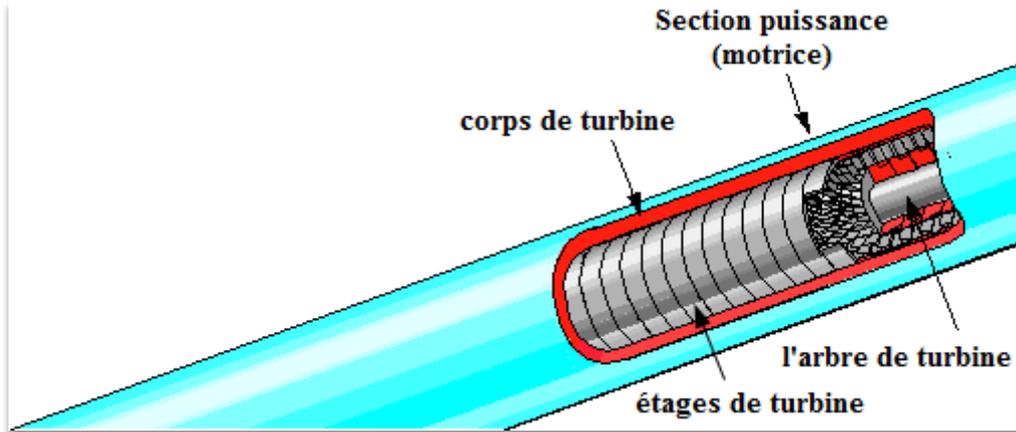


Fig. II.2. Section puissance d'une turboforeuse.

II.2.1. L'étage de turboforeuse :

L'étage de turbine est la machine de base de conversion de l'énergie dans une Turboforeuse. 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.



Fig. II.3. Etage d'une turboforeuse

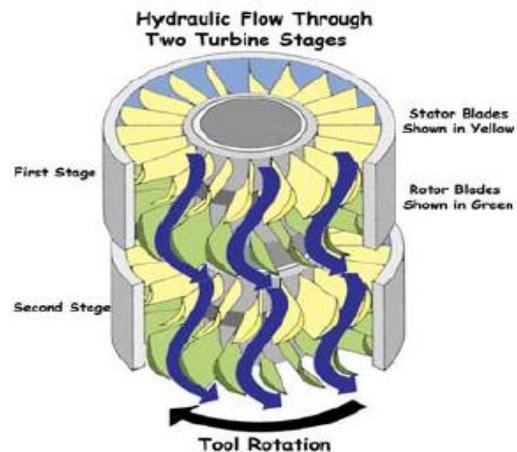


Fig. II.4. Deux étages d'une turboforeuse

Un étage de turbine est composé de :

II.2.1.1. Le stator :

Il est pressé de manière très serrée et colle 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 est de collecter le flux semi-turbulent entrant à l'étage, de le réintroduire en courant laminaire, et diriger ce courant "amélioré" dans le rotor. Pour diriger le courant dans le rotor, la direction du courant 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 laminaire sont rétablies dans le courant de décharge du rotor.
- L'importance des turbulences de sillage auto-générées en aval des l'aube du rotor.



Fig. II.5. Stator d'un étage d'une turboforeuse

II.2.1.2. Le rotor :

il est fixé à l'arbre de rotation de la turbine. Il reçoit le courant de fluide oblique (semi-radial) sortant du stator, ce courant 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.

L'efficacité du rotor est dépendante de la forme des aubes et du degré auquel le courant à travers le rotor est laminaire. Comme avec le stator, l'ampleur des turbulences de sillage auto-générées est aussi

importante. Des larges turbulences à la sortie du rotor entraîneront d'importantes turbulences au rotor de l'étage suivant et par conséquent une baisse du rendement de l'étage en question.



Fig. II.6. Rotor d'un étage d'une turboforeuse.

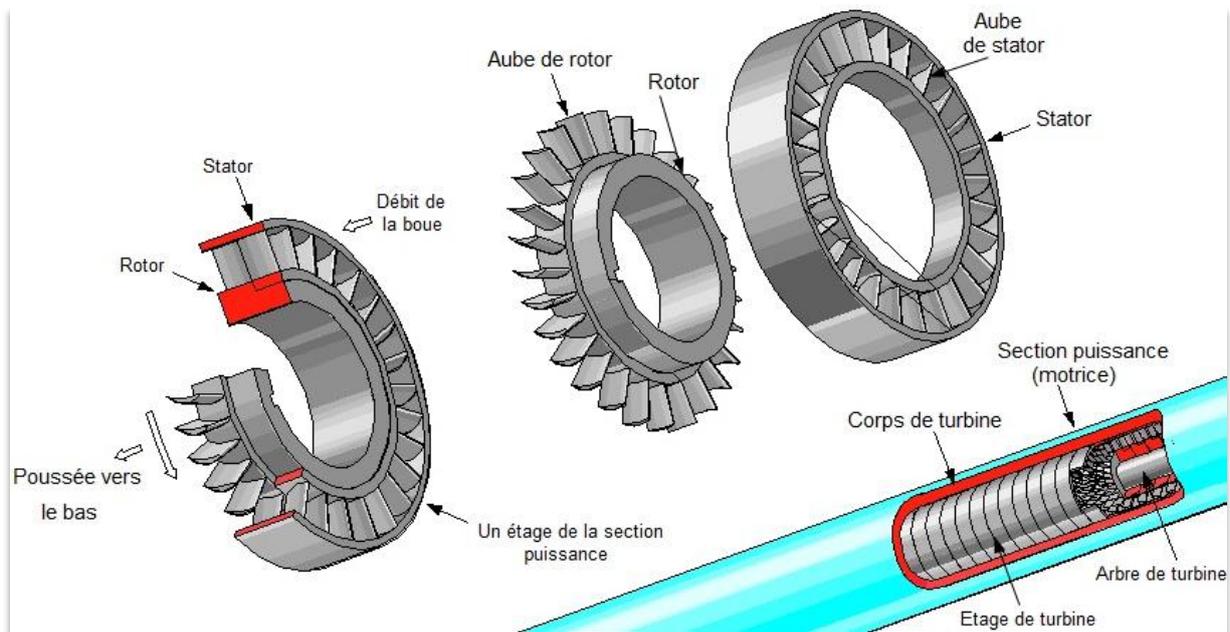


Fig. II.7. Stator – Rotor d'un étage d'une turboforeuse.

II.2.1.3 Les aubes du rotor et stator :

À première vue, les aubes des rotors et stators peuvent paraître très semblables. Tous les deux sont un arrangement d'aubes, disposées radialement autour de l'axe vertical de la turboforeuse. Cette similitude suggère un fonctionnement semblable des deux. Le profil de l'aube du stator est conçu pour éliminer 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, tout comme dans une aile d'avion cette force résulte des différences de pression entre le dessus et le dessous de l'aube. Ces pressions poussent du côté inférieur de la 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 aile. 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, des angles d'attaques plus élevés produisent des plus grandes et plus longues turbulences de sillage.

Plusieurs modèles de section motrice ayant différents types d'aubes sont mis à disposition par les fabricants. Sii-Neyrfor par exemple emploie trois géométries d'aubes différentes: MK1, cette géométrie fournit une chute de pression constante indépendamment de la vitesse de rotation. Ces aubes ont le plus grand rendement de la gamme, Ils sont principalement employés pour le forage des puits verticaux. Les géométries MK2 et MK3 présentent une diminution de la pression en surface lorsque la vitesse de rotation diminue mais leur rendement est inférieur à celui des aubes MK1, ces géométries fournissent plus d'indication sur l'état de l'outil et sont employées dans la plupart des applications directionnelles. La géométrie MK3 diffère principalement du MK2 dans la résistance de la structure accrue permettant son utilisation dans les environnements à haute pression et débit.

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. 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. Le profil des aubes choisies doit éviter le décrochage dans les débits de l'intervalle de fonctionnement normal de la turbine.

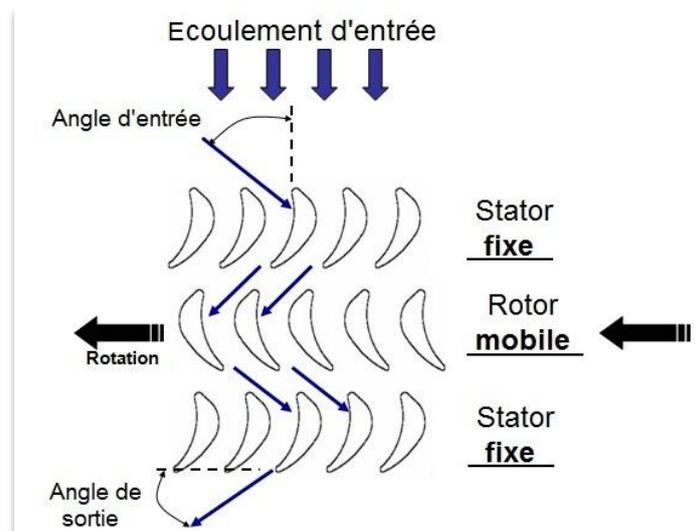


Fig. II.8. Fonctionnement des aubes de stator-rotor

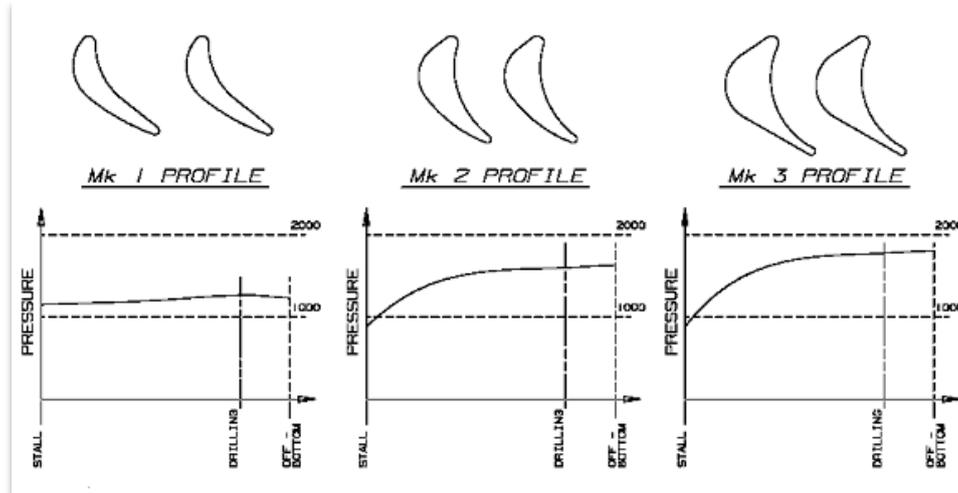


Fig. II.9. Les profils d'aube utilisée par la turboforeuse de Schlumberger.

II.3. Section d'appui (bearing section) :

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, parce que 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 aux stabilisateurs. La résultante radiale elle aussi, passe directement dans le corps et devient un complément au poids sur l'outil.

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. Le manque de support pour ses 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. La charge radiale est initialement supportée par l'arbre, ensuite transférée au corps grâce à des paliers de friction radiaux. La composante axiale agissant sur les rotors est supportée par le nombre adéquat de butée et de roulement contenu dans un compartiment spécial situé au dessous de la section motrice.

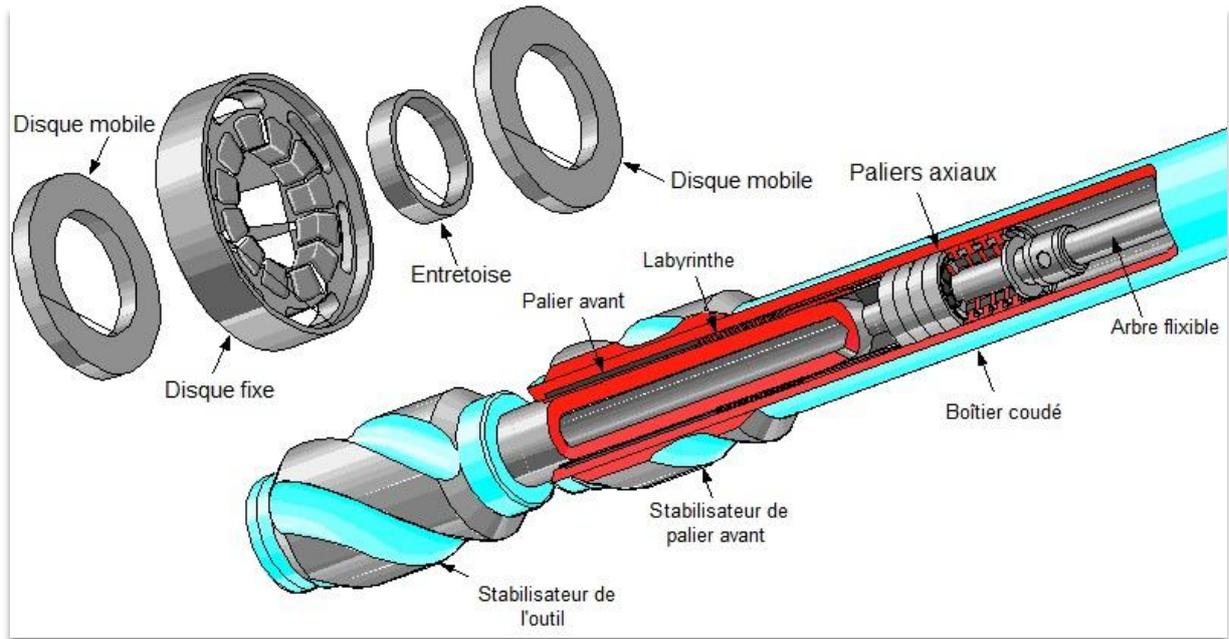


Fig. II.10. Section d'appui avec palier en élastomère.

II.3.1. Les paliers axiaux :

Avec la turbine off-bottom, le poids du rotor de la turbine avec la poussée hydraulique axiale crée une force axiale vers l'outil. Quand on fore, le poids sur l'outil crée une force réactive qui s'oppose à la charge axiale. Dans la plupart des cas, le poids sur l'outil est inférieur à la poussée axiale, et la force résultante est orientée vers l'outil. En tout cas, les roulements et la réaction de WOB doivent équilibrer les charges de la poussée. Les roulements axiaux comprennent des composants fixes, et un composant rotatif qui est fixé à l'arbre, (comme un rotor). Les composants fixes et rotatifs sont alternés et empilés dans la section d'appui, et tournent les un contre les autres. Le nombre des éléments empilés est fonction des forces de poussée prévues dans les étages de la turbine mais aussi de la nature des matériaux constituant ces éléments.

Il existe plusieurs types de roulement, ils peuvent être des roulements à billes ou des paliers de friction en élastomère, métal ou même PDC. Le système de roulements adopté influence la longévité du moteur, le poids maximal applicable sur l'outil, et enfin la distance entre l'outil et le bent housing. Dans les turbines modernes on opte le plus souvent pour des paliers en élastomère ou en PDC :

II.3.1.1. Paliers en élastomère :

Parfois appelé roulements en "caoutchouc", sont composés d'un palier fixe en élastomère et acier, et un élément rotatif en acier avec revêtement en oxyde de chrome sur la surface d'appui. Ces roulements fournissent une bonne résistance à l'abrasion et d'excellentes propriétés de résistance au choc. Le matériau est exposé à des dommages thermiques par des températures supérieures à 320 ° F (160 ° C).

II.3.1.2. Paliers en PDC :

Les butées en PDC (polycristallin diamant compact) ont une résistance très élevée à l'abrasion, et peuvent opérer à de très haute température (450 ° F / 233 ° C est le maximum actuel), et sont en mesure de soutenir très grandes charges axiales, les PDC ont une très haute résistance à la compression et peuvent soutenir des grandes charges axiales par unité de surface. Les PDC ont un faible coefficient de frottement, sont insensibles à tous les produits chimiques ou naturels de la boue qui pourrait circuler en cours de forage, et fonctionner sans problème à des températures très élevées. Les capacités de charge et le faible coefficient de frottement contribuent efficacement, à réduire au minimum la longueur de l'outil, en minimisant le nombre de palier nécessaire, et prolonger sa durée de vie. Leur principal défaut est leur prix plus élevé que tous les autres types.

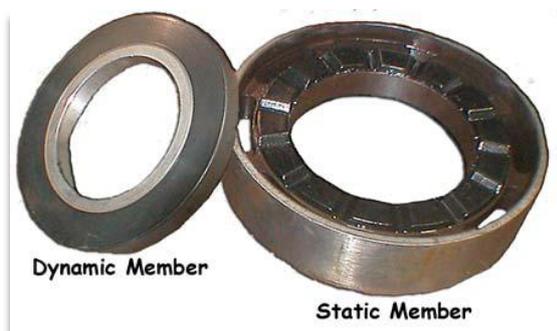


Fig. II.11. Paliers axiaux en élastomère

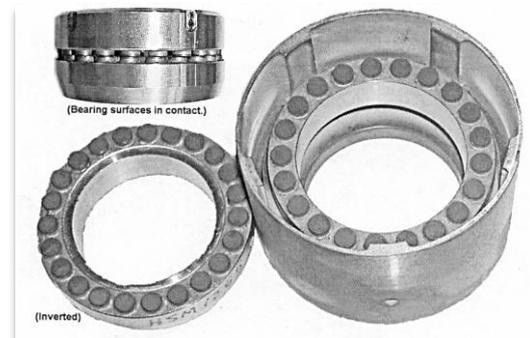


Fig. II.12. Paliers axiaux en PDC

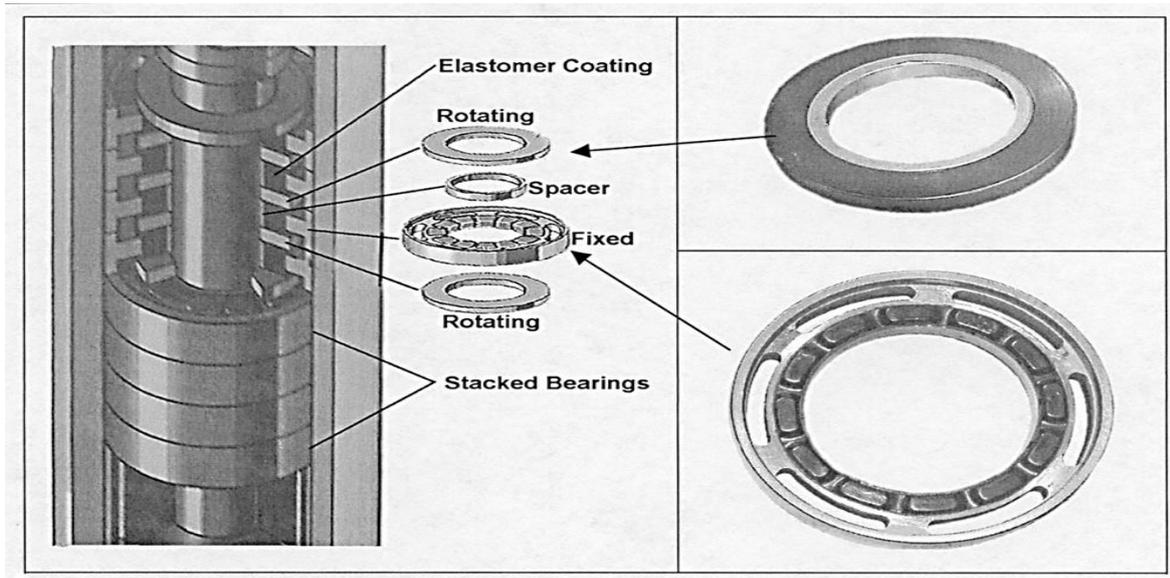


Fig. II.13. Section d'appui avec palier en élastomère

II.3.2. Paliers de friction radiaux :

Les Paliers radiaux supportent les charges transversales (côté à l'autre) qui peuvent être appliquées à une turboforeuse et permettent de maintenir le centrage latéral des pièces tournantes. Deux types de roulements radiaux sont utilisés dans une turbo-foreuse :

II.3.2.1. Paliers radiaux inférieurs :

Un palier radial inférieur unique est installé au bas de la section d'appui de l'outil.

II.3.2.2. Paliers radiaux intermédiaires :

Un certain nombre de paliers radiaux intermédiaires sont répartis à travers l'outil pour supporter les charges transversales. Ils sont installés selon les besoins, dans les sections motrices et d'appui, afin de parvenir à un centrage latéral des composants tournants (principalement rotors de turbine, butées et l'arbre d'entraînement).

À l'exception du palier radial inférieur, directement au-dessus de l'outil, les Paliers radiaux sont refroidis et lubrifiés par le fluide hydraulique qui les traverse. En sortant des butées, la plupart du flux entre dans la tige de transmission, en passant par trois orifices d'entrée, pour être transféré à l'outil. Une petite partie du flux est détournée pour lubrifier et refroidir le palier radial inférieur. Ce flux est en suit rejeté dans l'espace annulaire. Le courant latéral doit

être minimisé pour éviter une réduction significative de l'écoulement à l'outil. Un dispositif de compensation de pression appelé labyrinthe est donc installé au dessus du palier radial inférieur pour égaliser la pression dans le boîtier du palier inférieur à celle de l'annulaire, la suppression de la pression différentielle limite généralement le débit de lubrification des paliers radiaux de quelques pour cent du débit total.



Fig. II.14. Paliers radiaux inférieurs.



Fig. II.15. Paliers radiaux intermédiaires.

III.4. Cylindre d'équilibrage des poussées (balance drum) :

Situé au top de la section motrice, le cylindre d'équilibrage des poussées réduit les charges axiales sur la section d'appui (bearing section) en diminuant la poussée hydraulique vers le bas jusqu'à 70 %. Le cylindre d'équilibrage égalise la pression au top de l'arbre moteur (drive shaft) de la turbine avec la pression dans l'annulaire. Cet équilibre est réalisé grâce à un cheminement de la boue à travers un micro-annulus entre l'axe du rotor et l'annulaire. On a besoin donc de moins de paliers de roulement, et la section d'appui est plus courte : le bénéfice est une efficacité du moteur accrue.

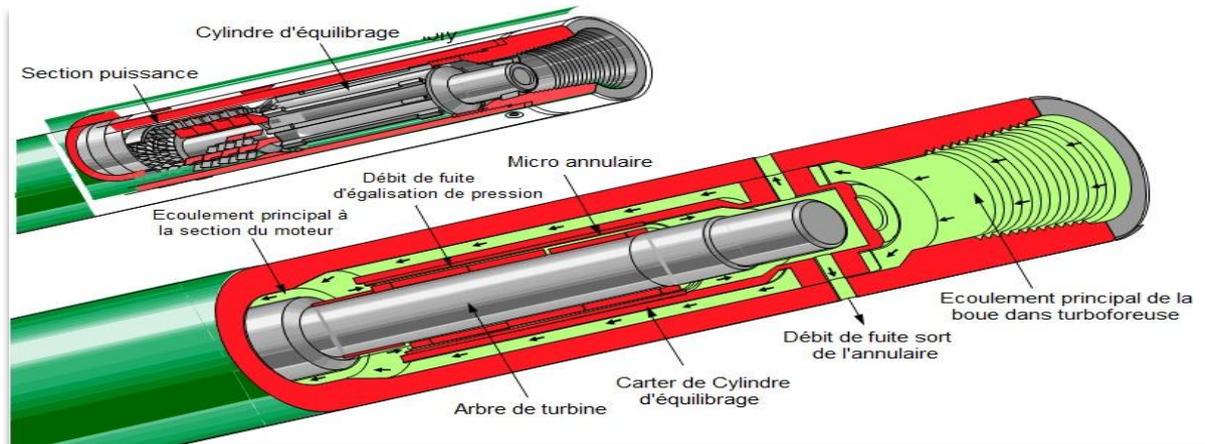


Fig. II.16.Cylindre d'équilibrage des poussées (balance drum)

II.5.Stabilisateur de l'outil :

Tous les moteurs de fond (PDMs et turbines) présentent un jeu radial entre l'arbre et le corps du moteur. Ce jeu radial permet à l'outil de s'écarter latéralement pendant le forage s'il n'est pas proprement stabilisé. Ce mouvement radial conduit à forer un trou en spirale.

L'utilisation d'un outil long, ou bien court, est une solution acceptable pour les moteurs d'avancement, en stabilisant correctement l'outil.

Mais la distance du bend à la face d'attaque de l'outil est un paramètre important qui doit être aussi court que possible.

NEYRFOR a créé deux solutions concernant l'extrémité de l'arbre de sortie de la turbine afin de stabiliser l'outil sans accroître cette distance :

II.5.1.Bit box stabiliser BBS :

Dispositif stabilise l'extrémité de l'arbre sans accroître la longueur totale du moteur, et permet d'utiliser des outils standards à jupe courte. Le BBS donne des trous d'excellente qualité dans les formations non abrasives, et par là même permet à la turbine de glisser là où un PDM ne peut pas. Cependant cette solution n'est pas applicable à des formations abrasives : le bord d'attaque du stabilisateur BBS alèse la spirale créée par l'outil à jupe courte, et s'use rapidement; le BBS devient sous dimensionné.



Fig. II.17. Extrémité femelle Bit Box Stabiliser + outil standard.

II.5.2. Filetage mâle et outil à longue jupe de stabilisation femelle :

Cette configuration élimine l'écart entre l'outil et le stabilisateur, inhibant le phénomène d'usure.



Fig. II.18. Extrémité mâle + outil à longue jupe femelle.

II.6. Turbine de forage dirigé :

L'utilisation des moteurs de fond en déviation dans le forage dirigé a commencé dans le début des années 1980 lorsque des Turboforeuse équipées de stabilisateurs excentriques été utilisés à cet effet. Cette technique est devenue le standard industriel pour la réalisation des forages directionnels. La combinaison donc de matériel et de technique de forage a joué un rôle important dans le développement de la majorité des gisements de la mer du Nord. Cette approche directionnelle a également connu un grand succès dans le golfe Persique, l'Égypte et de l'Alaska. La technique précédente a également introduit les notions de l'utilisation d'un moteur de fond à la fois, en rotary et en sliding. L'utilisation du forage directionnel pris sa place dans le développement des gisements pétroliers et son succès dépend de l'utilisation des moteurs de fond pour la rotation de l'outil.

L'industrie a immédiatement reconnu la nécessité de changer la conception des outils pour rendre les forages directionnels moins dépendants de l'habileté de l'opérateur, au résultat plus systématique.

Quatre exigences nécessaires pour améliorer la maniabilité de turboforeuse ont été identifiées :

- Un coude, situé aussi près que possible de l'outil, devrait être intégré dans la turbine pour remplacer la déflexion engendrée par les stabilisateurs excentrés. En outre, il doit permettre le réglage de l'angle mis en œuvre par un tel composant de turboforeuse.
- La longueur de l'ensemble de la turbine doit être réduite au minimum pour faciliter le passage à travers les courbes aigues.
- Le nombre de stabilisateurs doit être réduit au minimum pour empêcher l'introduction des forces entravant la déflexion prévue, et de minimiser les frottements pendant le glissement de la garniture en mode sliding.
- L'outil doit donner au foreur une indication de la vitesse de rotation de l'outil.

L'introduction d'un raccord coudé « bend » ou d'un coude ajustable « bent housing » dans le corps des outils de fond a permis de dévier les puits de la verticale à l'horizontal et de suivre précisément une trajectoire prédéterminée qui permet d'optimiser l'exploitation du réservoir. Le bent housing des turbine se trouve dans la section d'appui « bearing section » pour être le plus proche possible de l'outil afin d'améliorer son contrôle.

Pour forer en ligne droite, le train de tiges est mis en rotation simultanément avec la rotation de la turboforeuse. Ceci annule la désorientation créée par le petit coude installé dans le corps. Pour changer la direction ou l'inclinaison du puits, le coude est orienté dans la direction souhaitée et le forage se poursuit sans rotation du train de tiges. Le moteur de fond et le train de tiges glissent (slide) le long de la paroi du puits, tant que la boue de forage passe à travers le moteur pour faire tourner l'outil.

II.6.1.Le Bent Housing :

La clé de l'intégration d'un coude dans la Turbo-foreuse a été le développement d'un moyen par lequel la puissance transmise à l'arbre pourrait être réorientée à travers l'angle du coude sur plusieurs cycles de rotation. Les conceptions initiales ont employé un "joint universel" qui est un axe rigide avec une rotule à chaque extrémité. Aujourd'hui, la majorité des turbines modernes intègrent un bent housing équipé d'un arbre de transmission flexible en titane. Ceux-ci ont la solidité et l'élasticité physiquement nécessaire pour tolérer la réorientation du couple et de la rotation de l'arbre d'entraînement sur des milliards des cycles de rotation.

Les angles de flexion induits dans l'arbre d'entraînement par le bent housing varient entre 0° et $1,5^\circ$, selon les besoins directionnels. Cet angle est réglable sur le terrain.



Fig. II.19. Arbre de transmission flexible en Titane.

L'ajout d'un coude réglable augmente la longueur de la section d'appui. Les turbines orientables sont couramment utilisées pour initier les déviations (kick off), initier et forer des side tracks, et pour faire des corrections de direction. La longueur de l'outil a tendance à être un obstacle dans le forage directionnel. Ainsi, afin d'optimiser l'efficacité de déviation, la longueur des outils orientables doit être réduite au minimum. La longueur de la section motrice et de la section d'appui sont minimisée à conditions quelle puissent fournir la puissance et la vitesse nécessaire à l'outil.

Les courbes suivantes représentent la capacité de dogleg d'une turbine en fonction de l'inclinaison du puits et de l'angle du bent. Courbes telles que celles-ci sont disponibles pour chaque conception et modèle de la turbine.

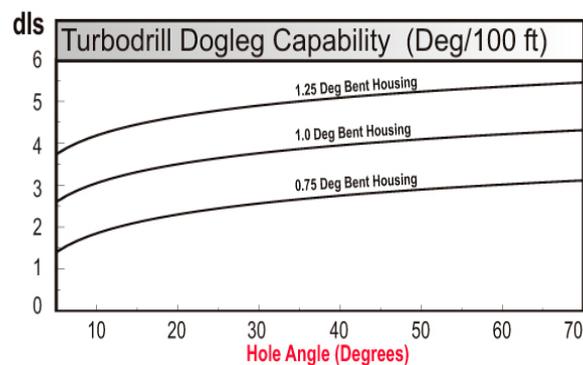


Fig. II.20. Capacité de dogleg

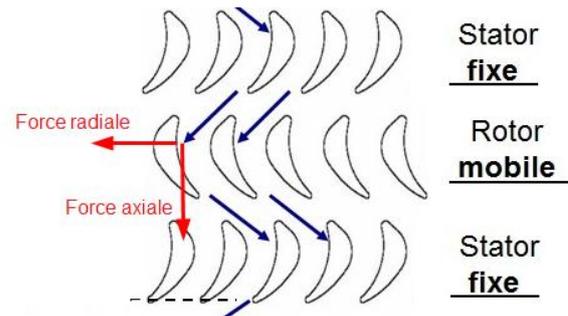
II.7.Principe de fonctionnement :

Le moteur à turbine de fond (turboforeuse) se compose de deux sections: section de moteur à turbine et section d'appui (paliers axiaux - paliers radiaux), la section de moteur de turbine est un type de turbomachines hydrauliques axiales qui présente plusieurs étages de rotors et de stators et convertit la puissance hydraulique fournie par le fluide de forage (Pompé depuis la surface) à une puissance mécanique tout en en dirigeant l'écoulement de fluide à travers les aubes de stator aux aubes du rotor.

La turboforeuse est relié à une tige de forage, le trépan de forage est relié à une tige sur une extrémité inférieure de la turboforeuse. En fonctionnement, le fluide de forage est pompé à travers le train de tiges de forage jusqu'à ce qu'il pénètre dans la turboforeuse.

Lorsque le fluide de forage pénètre dans la turboforeuse, le flux est sensiblement dans la direction axiale en ligne avec l'axe de la turboforeuse, le fluide de forage passe à travers le stator, il accélère et la direction d'écoulement est changée, la direction de l'écoulement résultant est hélicoïdale par rapport à l'axe.

Après le passage à travers le stator, le fluide de forage passe à travers le rotor, l'énergie nécessaire pour changer la direction du fluide de forage est transformé en (poussée) force axiale radiale, ce transfert d'énergie est



considérée comme une chute de pression dans le fluide de forage, la force axiale est généralement absorbé par palier axiale, et la force radiale provoque la rotation de rotor par rapport au corps de turbine. Chaque étage génère une quantité de puissance et de couple, et se traduit par une chute de pression correspondante à un débit donné, dans la pratique, plusieurs étages sont empilés co-axialement jusqu'à ce que la puissance souhaitée et le couple est atteint.

Puisque chaque étage nous donne une chute de pression, la chute de pression totale doit être prise en considération en fonction de la capacité de pompage des pompes utilisées pour transporter le fluide de forage. Les paliers axiaux et radiaux maintiennent la position des aubes de turbine axialement et radialement et leur permettant de réaliser une rotation concentrique. Le fluide traverse la turboforeuse et les buses de l'outil assurent le refroidissement de trépan et le nettoyage des déblais générés par le trépan, il va enfin transporter les déblais à l'intérieur de l'espace annulaire entre la turbine de forage et le trou à la surface.

II.8.Paramètres de forage avec une turbine :

II.8.1.Système hydraulique, débit et pression :

Pour obtenir la puissance maximale à partir d'une turbine, un débit maximum de fluide hydraulique doit être fourni à l'outil. En pratique, le débit peut être estimé selon le processus suivant:

- 1) Déterminer le maximum de débit des fluides pour assurer un nettoyage optimal du trou.
- 2) Etablir le débit maximal autorisé par la turboforeuse à la densité de boue prévue, et vérifier qu'il est en compatibilité avec le débit calculé à l'étape 1
- 3) Calculer la baisse de pression totale à travers la garniture, la turboforeuse, l'outil, et l'annulaire en fonction des débits établis à partir de l'étape 1, et le poids de la boue prévu,
- 4) Vérifier que les pompes peuvent fournir le débit. Si les pompes à boue sont incapables de fournir les débits de l'étape 1, les calculs seront renouvelés sur la base de débit maximal qui peut être maintenu.
- 5) Établir la taille appropriée des chemises de la pompe. Lorsque c'est possible, choisir la taille des chemises de la pompe qui permettent de faire tourner la turboforeuse à l'aide d'une seule pompe tout en maintenant la deuxième pompe en réserve. Dans le cas d'une défaillance de la pompe, les opérations peuvent se poursuivre avec la seconde pompe de forage. La capacité appropriée des pompes à boue et la taille des chemises sont la clé du turboforage à haut performance.

II.8.2.Propriétés des boues et leurs effets sur les Turbo-foreuses :

II.8.2.1.Densité de la boue et Turboforeuse :

Il n'y a pas de limite à la densité de la boue qui peut être utilisée en conjonction avec une turbo-foreuse. La chute de pression à travers la garniture complète, y compris la turboforeuse est une fonction de la densité de la boue. Le débit doit être réduit à mesure que la densité augmente pour éviter l'endommagement de la turbine. La puissance fournie varie en fonction

de la densité de la boue. Pour une pression en tête donnée, la puissance délivrée diminue lorsque la densité augmente.

II.8.2.2. Viscosité de boue et Turboforeuse :

Lorsque l'écoulement à travers une turbo-foreuse est 100% turbulent, on peut supposer que la chute de pression à travers l'outil serait indépendante de la viscosité de la boue. 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.

II.8.2.3. 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.

II.8.3. Produit colmatant (LCM) et Turboforeuse :

Des LCM fins peuvent être pompés à travers turboforeuse sans problèmes. Mais des LCM à des concentrations plus élevées ou des LCM moyens à grossiers peuvent pas toujours être circulés. Dans tous les cas il est nécessaire de se référer à la fiche technique fournie par le fabricant de la turbine pour les informations portant sur les LCM tolérés par leur matérielle et leurs concentrations.

II.8.4. Teneur en sable dans la boue :

Comme avec tous les composants du train de tiges, la Turboforeuse est soumise à l'abrasion et l'érosion. La teneur en sable dans les fluides de forage doit toujours être contrôlée conformément aux pratiques standards de l'industrie.

II.8.5. H₂S et Turboforeuse :

L'endommagement de l'acier et les autres composants de la turbine par le H₂S 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.

II.8.6.Poids sur les outils (WOB) :

Lors du forage des formations dures, la vitesse de rotation élevée de turboforeuse produit des taux de pénétration élevés avec des poids sur l'outil relativement faible. 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.

En raison de la réduction du WOB exigé pour la turbine, le turboforage exige une garniture moins lourde que le forage rotatif. De nombreux avantages découlent d'une BHA allégé:

- Réduction des temps de manœuvre.
- Réduction du pitonnage lors des manœuvres,
- 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.

II.8.7.Rotation la garniture :

Lors du turboforage la garniture doit tourner même si avec une petite vitesse, sauf lors des changements de direction ou d'azimut. La vitesse de rotation de la garniture est ajoutée à la vitesse de rotation de l'arbre de la turbine pour obtenir la vitesse de rotation de l'outil. Quand la garniture tourne, les frottements contre la paroi du puits sont réduits. En conséquence, le poids sur l'outil est presque entièrement transféré à l'outil. La rotation augmente également l'efficacité du stabilisateur et permet d'éviter le coincement. La vitesse de rotation est adaptée aux conditions de trou de façon à aboutir un couple minimum à la table de rotation. Si les conditions ne permettent pas la rotation, la turbine ne peut plus être stabilisée et des précautions doivent être prises pour empêcher le calage.

II.8.8.Compensation pour charge axiale :

Quand l'outil est off-bottom (au dessus du fond), le poids de l'arbre d'entraînement ainsi que des rotors de turbine et 100% de la poussée axiale doit être supportés par les paliers des butées axiales. Il n'y a pas de force de réaction au WOB qui compense la charge axiale sur les paliers de butée. En conséquence, les flux à travers une turboforeuse off-bottom doivent être réduits pour éviter la surcharge des butées axiales. La réduction du débit réduit la composante

verticale de la poussée hydraulique appliquée aux rotors. Le débit maximum admissible pour les turbines off-bottom est fourni par le constructeur de l'outil.

III.1.Introduction :

Le projet se concentre sur la partie puissance de la turboforeuse, elle est la source d'énergie qui active l'action de forage, elle est la partie la plus intéressante dans la turbine.

Le concept général de l'étude sera concentré sur l'optimisation du comportement de cette section en contrôlant la performance de ses étages. Cette performance dépend fortement du profil des aubes dans le stator et le rotor de chaque étage.

III.2.Concentration du projet :

L'étude de la section de puissance sera concentrée sur l'étude d'un étage de stator-rotor. Lors de la conception et de la simulation de la turboforeuse à plusieurs étages, on a supposé que chaque étage est identique 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. Par conséquent, la performance de turboforeuse est composée de performance de plusieurs étages identiques empilés relié à l'arbre de turboforeuse.

III.3.Le But du Projet :

Le but du projet est d'améliorer la conception des aubes pour l'optimisation hydraulique, l'étude publiera des profils différents de nouvelles aubes conçues du rotor et du stator pour réaliser les objectifs suivants :

- 1) La diminution du nombre d'étages dans la section puissance avec une augmentation de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale pour le même débit.
- 2) Diminuer le nombre d'aube dans le stator et le rotor et diminuer le nombre d'étages dans la section puissance et fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins pour le même débit.
- 3) Diminuer la poussée axiale pour le même débit.

III.4.Méthodologie :

La méthodologie de l'étude sera basée sur l'utilisation d'une simulation avec logiciel ANSYS qui utilise les outils : BLADEGEN, TURBO-GRID, CFX, CFD, Static Structural et FSI.

Le calcul manuel sera accompagné par une simulation bien expliqué du système d'aubage pour réaliser les concepts touchant les objectifs du projet.

La simulation avec ANSYS représente la performance réelle de la section de puissance, il est utilisé pour avoir des résultats précis sur la réalité.

IV.1. Caractéristiques principales du turboforeuse :

6-58-in T112HF Steerable

6-58-in TSH-MK2 FBS (ancienne nomenclature)

Caractéristiques		
Diamètre de la turbine	6.625 in	168.28 mm
(A) La longueur totale	38.56 ft	11.76 m
(B) Distance entre l'outil et le centre de stabilisateur B	15.69 ft	4.78 m
(C) Distance entre l'outil et le boîtier d'orientation	5.7 ft	1.74 m
(D) Distance entre l'outil et le centre de stabilisateur D	0.77 ft	0.24 m
Connexion sur l'extrémité supérieure	4-1/2 IF box	4-1/2 IF box
Connexion sur l'extrémité inférieure	4-1/2 API Reg pin	4 1/2 API Reg pin
Le poids total	3750 lbm	1701 kg
Configuration d'inclinaison	0° à 1.5°	0° à 1.5°
Les outils recommandés	7-1/2 in à 9-7/8 in	
Données opérationnelles		
La vitesse de rotation : tour/gallon	690 à 1550 rpm	2.22 tour/gal
La chute de pression	1,050 à 3,200 psi	1,050 à 3,200 psi
La puissance de sortie maximale	595 hp	444 Kw
Le couple maximal	4,142 ft-lbf	5,616 N.m

Tableau. IV.1. Caractéristiques principales du turboforeuse

6-5/8-in T112HF Steerable

- **Diametre de la turbforeuse**

- **Type de série**

- T- série traditionnel

- D- série delta

- **Génération de la série**

- 1- série traditionnel, génération 1

- 2- série delta, génération 2

- **Type de la section puissance**

- 1- Turboforeuse avec une section de puissance

- 2- Turboforeuse avec deux sections de puissance

- 3- Turboforeuse avec trois sections de puissance

- **Le profil de l'aube**

- 1- MK1 : aube à chute de pression constante

- 2- MK2 : aube à chute de pression variable

- 3- MK3 : même que MK2, mais avec une chute de pression plus élevée par étage

- **Section puissance avec des options développée**

- 1- HF : haut débit.

- 2- TSH : turboforeuse avec un système pour contrer la poussée hydraulique axiale

- 3- EX : extra power, puissance supplémentaire

- 4- XL : le nombre d'étages dans la section puissance augmente par 30%

- **Section d'appui** 1- FBS : orientable (flexible bearing section)

- 2- BSA : corps unifié (bearing section assembly) pour le forage vertical

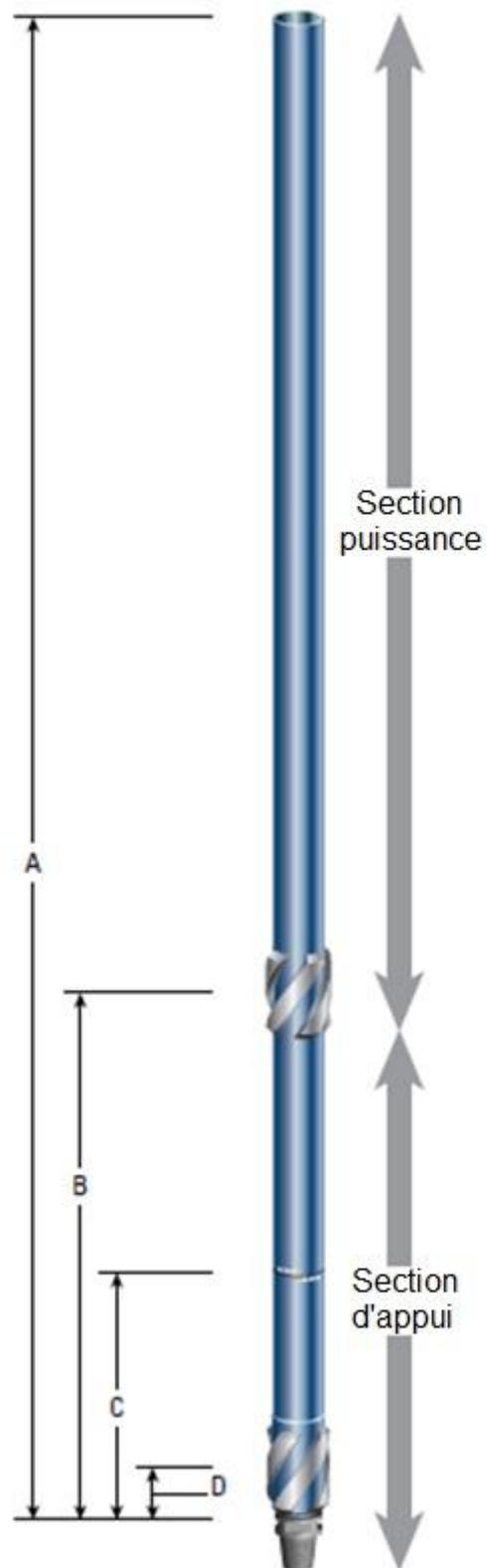


Fig. IV.1. Caractéristiques géométrique de la turbo-foreuse TSH-MK2

Le concept d'optimisation a besoin de données départ de la société générés à partir des aubes d'origine, ces données comprennent tous les paramètres nécessaires pour l'étude.

Les données de départ :

Schlumberger : Turboforeuse 6-5/8 – TSH-MK2			
Paramètre	Unité	Type de paramètre	
Nombre d'étage	Nb	Paramètre d'entrée	100
Débit	Kg/s	Paramètre d'entrée	33.97
Densité	Kg/m ³	Paramètre d'entrée	1196.82
Rendement hydraulique	%	Paramètre d'entrée	56
Vitesse de rotation	RPM	Valeur calculée	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

Tableau. IV.2. Les données de l'entreprise.

IV.2.Calcul manuel :

Le calcul manuel a pour but de déterminer les performances du turboforeuse :

- 1) Le couple.
- 2) La puissance.
- 3) La chute de pression.
- 4) La vitesse de rotation optimale.

V.2.1.Rappels théoriques :

L'analyse d'une turbomachine requiert de la connaissance de la vitesse de l'écoulement dans le passage inter-aube. Traditionnellement cet étude s'effectue à l'aide du diagramme ou

triangle de vitesses. Ce concept permet d'obtenir représentation graphique compact du champ de l'écoulement étroitement lié à la géométrie des aubes.

Dans ce chapitre, on regarde spécifiquement les détails du mécanisme de transfert d'énergie de notre turbomachine axiale "la turboforeuse". 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.

IV.2.2. Le triangle de vitesse :

Les machines axiales disposent d'une ou plusieurs ensembles de couronnes d'aubes fixes et mobiles, une couronne d'aube fixes reçoit le nom de stator et celle d'aube mobiles est appelée le rotor, l'ensemble rotor-stator est connu sous le nom d'étage.

D'une manière générale, le débit dans une turbomachine présente des composantes de vitesse le long de trois axes cylindriques (axial x , radial r et tangentiel θ).

L'étude classique des turbomachines axiales considère l'écoulement bidimensionnel, comme la turboforeuse est une machine axiale et pour simplifier l'étude on suppose que le débit ne varie que dans la direction axiale et tangentielle. Par la suite on construit un diagramme vectoriel en fonction de la vitesse de rotation et des vitesses relative et absolue de l'écoulement à l'entrée et à la sortie du stator et du rotor.

Cette méthode est utile pour visualiser les changements dans la vitesse et la direction de l'écoulement de fluide en raison de son interaction avec le système d'aube. ce diagramme est nommée le triangle de vitesse et représenté sur la figure IV.2.

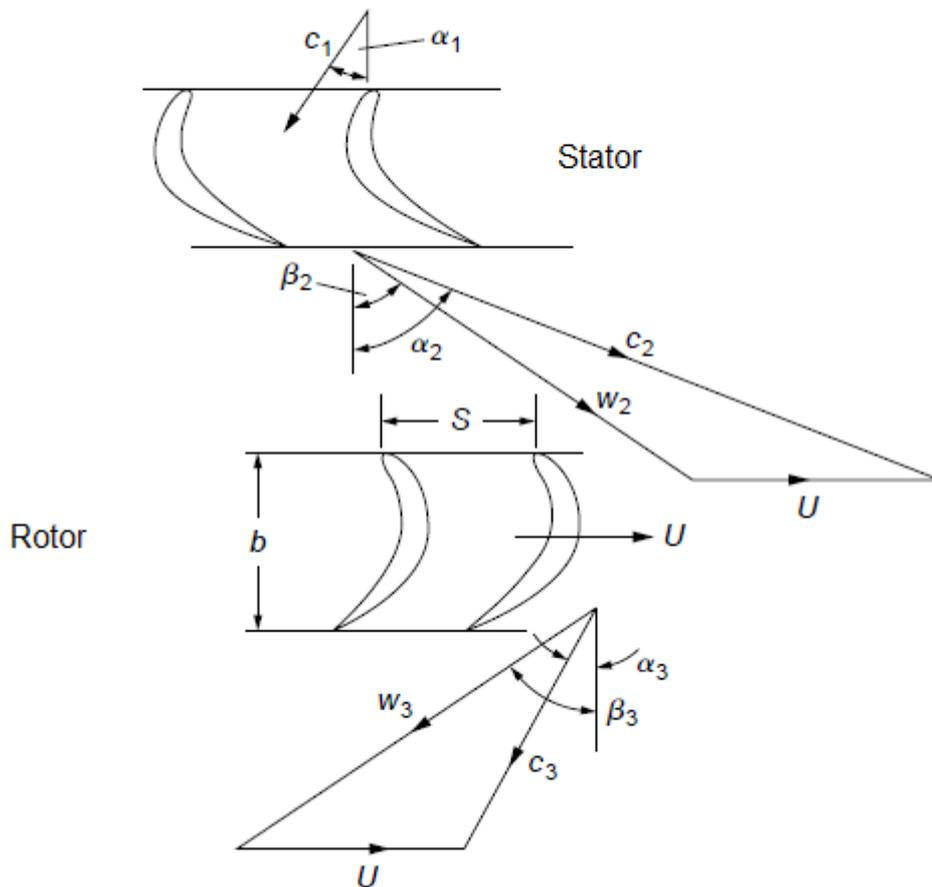


Fig. IV.2. Triangle de vitesse d'un étage d'une turboforeuse

Le fluide entre dans le stator avec une vitesse absolue $C1$ à un angle absolu $\alpha1$ et accélère à une vitesse absolue $C2$ avec un angle absolu $\alpha2$.

La vitesse relative $W2$ à l'entrée de rotor se trouve en soustrayant, vectoriellement la vitesse de rotation de rotor U de la vitesse absolue $C2$.

L'écoulement relatif dans le rotor accélère à la vitesse $W3$ avec l'angle relative $\beta3$ à la sortie de rotor.

Tous les angles sont mesurés à partir de la direction verticale.

$\alpha2$ et $\beta3$ sont les angles caractéristiques de fluide à la sortie de stator et de rotor respectivement qui restent toujours constante avec la vitesse de rotation, et leurs variations affectent les performances de la turbine.

IV.2.3. Définition des variables nécessaire pour l'étude :

- C_x : la composante axiale de la vitesse absolue, elle reste constante pour un débit donné.

$$C_x = \frac{Q}{A} \quad \text{avec} \quad A = \pi (r^2_{\text{shroud}} - r^2_{\text{hub}})$$

A : la surface axiale de la région générée par la l'aube.

Q : débit volumique.

r_{shroud} : la distance radiale de l'axe de rotation jusqu'à la limite supérieure de la l'aube.

r_{hub} : la distance radiale de l'axe de rotation jusqu'à la limite inférieure de la l'aube.

- \dot{m} : Le débit massique en kg /s. $\dot{m} = \rho \cdot Q$

- r_m : Le rayon moyenne avec

$$r_m = \sqrt{\frac{r^2_{\text{shroud}} + r^2_{\text{hub}}}{2}}$$

r^2_{shroud} : La distance radiale de l'axe de rotation jusqu'à la limite supérieure de la l'aube.

r^2_{hub} : La distance radiale de l'axe de rotation jusqu'à la limite inférieure de la l'aube.

W_{2u} : La composante tangentielle de la vitesse relative du fluide à l'entrée du rotor.

W_{3u} : La composante tangentielle de la vitesse relative du fluide à la sortie du rotor.

C_{2u} : La composante tangentielle de la vitesse absolue du fluide à la sortie stator.

C_{3u} : La composante tangentielle de la vitesse absolue du fluide à la sortie rotor.

N : La vitesse de rotation de rotor en RPM.

ω : La vitesse angulaire

$$\omega = \left(\frac{\pi}{30} \right) \cdot N$$

T : Le couple développé par un seul étage.

P : La puissance développé par un seul étage.

$$P = T \cdot \omega$$

ΔP étage : La chute de pression au niveau d'un étage .

$$\Delta P \text{ étage} = \rho \cdot g \cdot H$$

H : La chute de pression en mètre.

η : Rendement hydraulique.

$$\eta = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}$$

IV.2.4. Equation d'Euler pour les turbines :

Les turbomachines fonctionnent selon le principe d'Euler, en écoulement radial ou axial. L'équation d'Euler est obtenue à partir de l'équation de la conservation de la quantité de mouvement.

$$\iint_S \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds = \sum F_{ext}$$

Le flux de quantité de mouvement à travers une surface de contrôle fixe d'un écoulement permanent est égal à la résultante des forces extérieures appliquées au fluide inclus dans le domaine limité par cette surface.

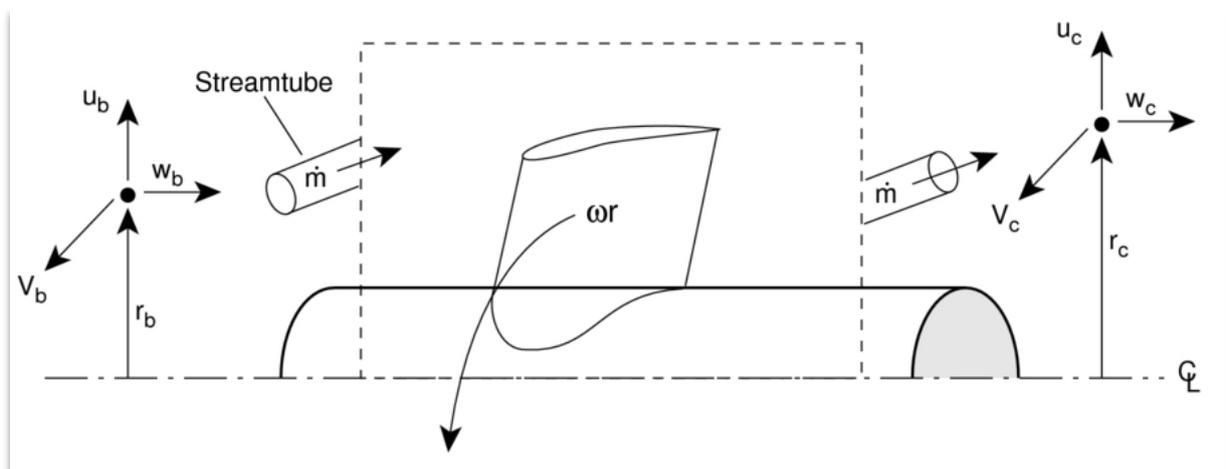


Fig. IV.3. Volume de contrôle pour le rotor.

Le couple développé :

$$\iint_S \vec{z} \cdot (\overline{OM} \wedge \rho \vec{v}) (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds = \sum M_{ext}$$

$$\mathbf{T} = \dot{m} (\mathbf{V}_b \cdot \mathbf{r}_b - \mathbf{V}_c \cdot \mathbf{r}_c)$$

Selon la direction \mathbf{V}_c par rapport à \mathbf{V}_b le sign (-) peut devenir (+) .

Le moment de la variation de la quantité de mouvement de débit massique de fluide égal au moment extérieur.

\mathbf{V}_b et \mathbf{V}_c sont les composantes tangentielles de la vitesse absolue à l'entrée et à la sortie de rotor respectivement.

$\dot{m}\mathbf{V}_b$ et $\dot{m}\mathbf{V}_c$ sont les quantité de mouvement de débit massique à l'entrée et à la sortie de rotor respectivement.

$\dot{m}\mathbf{V}_b \cdot \mathbf{r}_b$ et $\dot{m}\mathbf{V}_c \cdot \mathbf{r}_c$ sont le moment de quantité de mouvement de débit massique à l'entrée et à la sortie de rotor respectivement.

Revenant au triangle de vitesse, le couple développé par notre turbine est :

$$\mathbf{T} = \dot{m} \cdot r_m (C_{2u} + C_{3u})$$

C_{2u} et C_{3u} sont les composantes tangentielles de la vitesse absolue du fluide à l'entrée et à la sortie de rotor respectivement.

IV.2.5.L'équation de couple en fonction de la vitesse de rotation N :

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

$$\tan(\alpha_3) = \tan(\beta_3) - \frac{U}{C_x}$$

$$T = \dot{m} \cdot rm \left[(C_x \cdot \tan\alpha_2 + C_x (\tan\beta_3 - \frac{U}{C_x})) \right]$$

$$T = \dot{m} \cdot rm (C_x \cdot \tan\alpha_2 + C_x \tan\beta_3 - U) \quad \text{on a : } \dot{m} = \rho \cdot Q$$

$$T = \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot \tan\alpha_2 + \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \tan\beta_3 - \rho \cdot Q \cdot rm \cdot U$$

$$\text{avec : } U = rm \cdot \omega \quad \text{et} \quad \omega = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot N$$

alors la formule finale de couple en fonction de la vitesse de rotation N devient :

$$\mathbf{T = \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) - \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N}$$

IV.2.6.L'équation de la puissance en fonction des de la vitesse de rotation N:

$$P = T \cdot \omega = [\rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) - \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N] \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot N$$

alors la formule finale du puissance en fonction de la vitesse de rotation N devient :

$$\mathbf{P = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot N - \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N^2}$$

La variation de la puissance et du couple au niveau de la turboforeuse est présenté en fonction de la vitesse de rotation N. (figure. IV.4)

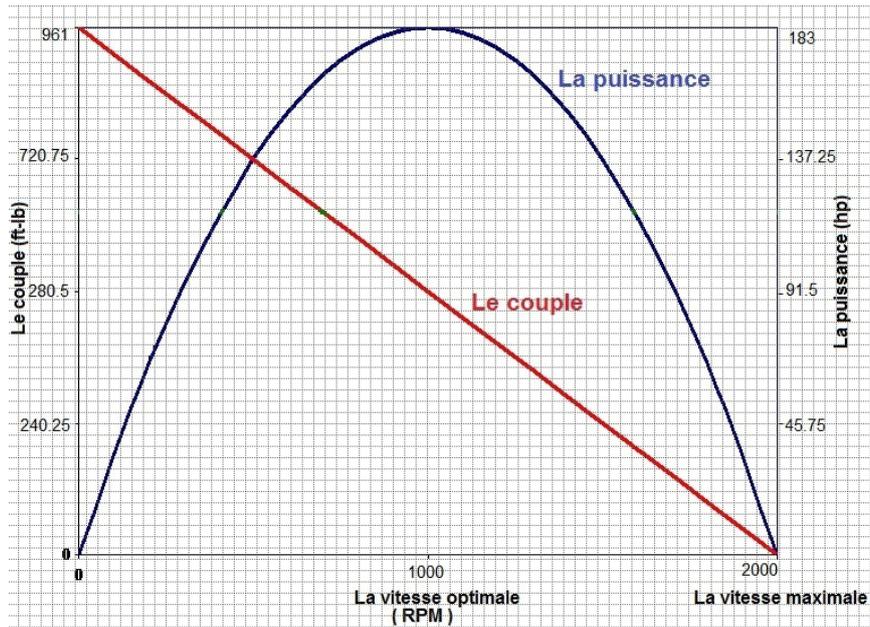


Fig. IV.4. Courbe des caractéristiques mécaniques des turbines de forage

Les caractéristiques mécaniques sont mesurées et décrites pour un débit donné (Q), et une densité de fluide hydraulique donnée (ρ), dans notre cas Q = 450 gpm et ρ = 10 ppg.

Dans ce graphe on voit que la puissance nominale est définie comme la puissance maximale délivrée au débit nominal, le couple et la vitesse de rotation correspondant sont appelés couple nominal et vitesse nominale. Pour un débit donné, la puissance est égale à zéro au calage (début de rotation N≅0), et égale à zéro à la vitesse de rotation d'emballement (maximale) et la puissance maximale est obtenue lorsque la vitesse de rotation est la moitié de la vitesse d'emballement (maximale).

Le couple moteur varie de zéro avec l'outil au dessus du fond (vitesse d'emballement) à une valeur maximale lorsque la turboforeuse est calée. Le couple d'entraînement d'un outil particulier est directement proportionnel au nombre d'étages de la turbine, il est proportionnel aussi au débit de la boue, de la densité de la boue et au rayon des aubes de turbine.

IV.2.7. La vitesse de rotation optimale Nopt :

La vitesse de rotation optimale représente la vitesse de rotation optimale du rotor, dans lequel la puissance est la valeur maximale où : $\frac{dP}{dN} = 0$

On a:
$$P = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot N - \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N^2$$

$$\frac{dP}{dN} = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) - 2 \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N_{opt}$$

$$\left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) = 2 \cdot \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N_{opt}$$

Alors la formule finale de la vitesse optimale devient:

$$N_{opt} = \frac{15Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot rm}$$

IV.2.8.L'équation de couple à la vitesse optimale (N_{opt}) :

À partir des dernières équations de couple et de la puissance, qui sont lié à la vitesse de rotation, on va remplacer la vitesse de rotation N par la vitesse de rotation optimale N_{opt} :

$$T(N_{opt}) = \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) - \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot \frac{15Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot rm}$$

$$T(N_{opt}) = \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) - \left(\frac{1}{2}\right) \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)$$

$$T(N_{opt}) = \left(\frac{1}{2}\right) \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)$$

On a $Cx = \frac{Q}{A}$ donc :

$$T(N_{opt}) = \frac{\rho \cdot rm}{2A} (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot Q^2$$

IV.2.9.L'équation de la puissance à la vitesse optimale (N_{opt}) :

$$P(N_{opt}) = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot N_{opt} - \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N_{opt}^2$$

$$P(N_{opt}) = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot \frac{15C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot rm} - \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot \left[\frac{15C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot rm}\right]^2$$

$$P(N_{opt}) = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)^2 - \left(\frac{1}{4}\right) \rho \cdot Q \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)^2$$

$$P(N_{opt}) = \left(\frac{1}{4}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)^2$$

On a $C_x = \frac{Q}{A}$ donc :

$$P(N_{opt}) = \frac{\rho}{4A^2} (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)^2 \cdot Q^3$$

Les formules de P (N_{opt}) et T (N_{opt}) sont en fonction d'un débit d'entrée avec les paramètres caractéristiques du système des aubes. La puissance délivrée par la turboforeuse est proportionnelle au cube du débit.

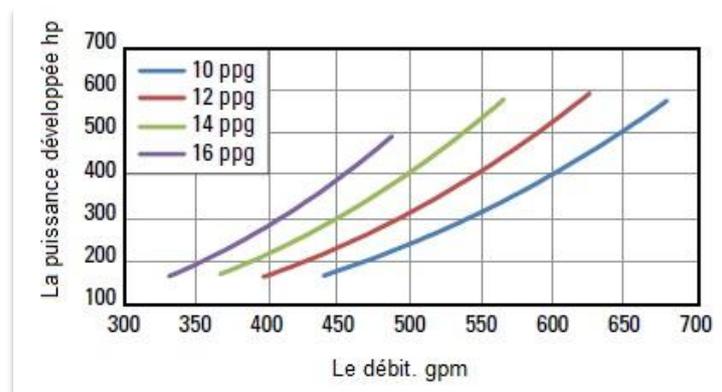


Fig. IV.5. Variation de la puissance en fonction du débit et la densité

En pratique, la puissance fournie par la turbine est modifiée en changeant le débit du fluide, la densité de la boue ou la chute de pression à travers la turbine, la puissance produite peut aussi être modifiée en ajoutant ou enlevant des étages de la turbine. Même le changement des caractéristiques des aubes des étages de la turbine, provoque une modification de la vitesse et moment de rotation fournis par celle-ci, par conséquent la puissance aussi change.

IV.2.10. Calcul de la chute de pression à travers l'étage :

La chute de pression est générée par une variation de l'énergie enthalpie dans le stator et le rotor.

Pour un fluide passant par un système immobile (le stator) sans échange de chaleur avec l'extérieur et que le travail échangé est nul la chute d'enthalpie est :

$$\Delta h_s = h_1 - h_2 = \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2)$$

Pour un fluide passant par un système mobile (le rotor), nous prendrons en considération les vitesses relatives du fluide W_2 et W_3 par conséquent il n'y aura pas d'échange de travail, la chute d'enthalpie à travers le rotor est :

$$\Delta h_r = h_2 - h_3 = \frac{1}{2} (W_3^2 - W_2^2)$$

La chute d'enthalpie à travers tout l'étage est : $\Delta h_t = \Delta h_s + \Delta h_r$.

IV.2.10.1. La chute de pression ΔP stator en fonction du débit :

$$\Delta h_s = h_1 - h_2 = \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) = \frac{1}{2} (C_x^2 + C_{2u}^2 - (C_x^2 + C_{1u}^2)) = \frac{1}{2} (C_{2u}^2 - C_{1u}^2)$$

$$\Delta h_s = \frac{C_x^2}{2} \left[\left(\frac{C_{2u}}{C_x} \right)^2 - \left(\frac{C_{1u}}{C_x} \right)^2 \right] = \frac{C_x^2}{2} [\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1]$$

On a : $\Delta P_s = \rho \cdot \Delta h_s$ et on ajoute les pertes L1 à la chute de pression ΔP_s , ces pertes sont dues au frottement et nous avons $C_x = \frac{Q}{A}$, alors la formule finale de la chute de pression de stator :

$$\Delta P_{\text{stator}} = \rho \frac{Q^2}{2A^2} [\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1] + L1$$

IV.2.10.2. La chute de pression ΔP rotor en fonction du débit :

$$\Delta h_r = (h_2 - h_3) = \frac{1}{2} (W_3^2 - W_2^2) = \frac{1}{2} [C_x^2 + W_3 u^2 - (C_x^2 + W_2 u^2)]$$

$$\Delta h_r = \frac{1}{2} (W_3 u^2 - W_2 u^2) = \frac{C_x^2}{2} \left[\left(\frac{W_3 u}{C_x} \right)^2 - \left(\frac{W_2 u}{C_x} \right)^2 \right]$$

$$\Delta h_r = \frac{C_x^2}{2} [\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2]$$

On a : $\Delta P_r = \rho \cdot \Delta h_r$ et on ajoute les pertes L2 à la chute de pression ΔP_r , ces pertes sont dues au frottement et nous avons $C_x = \frac{Q}{A}$, alors la formule finale de la chute de pression de rotor :

$$\Delta P_{\text{rotor}} = \rho \frac{Q^2}{2A^2} [\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2] + L2$$

IV.2.10.3. La chute de pression totale à travers l'étage :

$$\Delta P_{\text{étage}} = \Delta P_{\text{stator}} + \Delta P_{\text{rotor}}$$

$$\Delta P_{\text{étage}} = \rho \frac{Q^2}{2A^2} [\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1] + L_1 + \rho \frac{Q^2}{2A^2} [\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2] + L_2$$

$$\Delta P_{\text{étage}} = \frac{\rho \cdot Q^2}{2A^2} [\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1 + \tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2] + L$$

L : représente les pertes totales dans l'étage.

La chute de pression hydraulique à travers une turboforeuse est proportionnelle au carré du débit du fluide hydraulique, à la densité de la boue, et au nombre d'étage.

Les courbes suivantes représentent la chute de pression à la sortie d'un modèle donné de turboforeuse. Les courbes telles que celles-ci sont fournies par les fabricants pour chaque configuration ou modèle de la gamme.

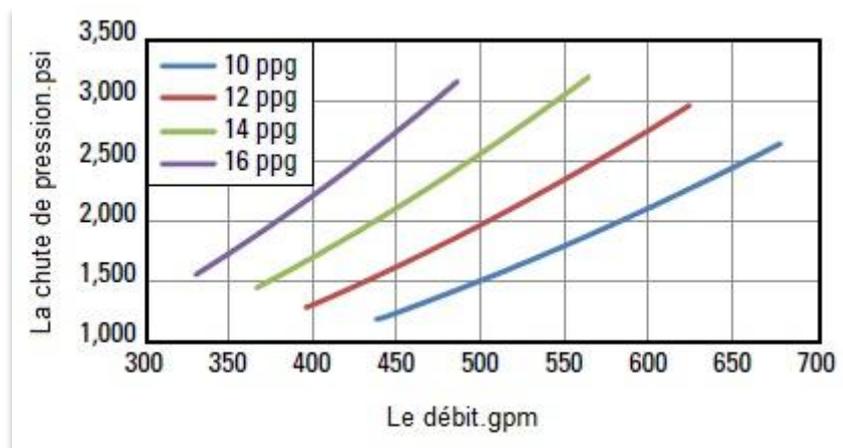


Fig. IV.6. La chute de pression en fonction du débit la densité

V.1.Etude ANSYS :

La simulation ANSYS comprend :

- 1) Le design de l'aube d'origine de l'entreprise avec ANSYS et effectuer une simulation sur un étage avec les mêmes conditions que celles utilisées par la société (la vitesse rotation, pression d'entrée et le débit de fluide).
- 2) Le calcul par CFX qui donne les valeurs à la sortie de :
 - Couple.
 - Puissance.
 - La chute de pression.
 - Le rendement hydraulique.Avec 2D et 3D distributions de pression, des vitesses sur la surface de l'aube.
- 3) Etude sur la distribution des charges sur les surfaces des aubes comprend:
 - Les déplacements.
 - Les contraintes équivalentes (Von-mises).
 - Les déformations relatives..
- 4) Etude d'érosion sur les surfaces des aubes.

Après avoir obtenu les résultats d'ANSYS et de calculs manuels pour les mêmes aubes, nous aurons l'occasion de comparer ces résultats avec les valeurs calculées par la société concernant : le couple, la puissance, la chute de pression, le rendement hydraulique.

Ce concept conduit à avoir confiance dans les calculs manuels et la simulation ANSYS effectuée, lorsque tous les résultats comparés sont très proches.

La simulation ANSYS sera concentrée sur l'étude d'un seul étage.

V.1.2. Définition de différentes parties de la simulation (Fig. V.1):

- a) BLADEGEN de stator et rotor : responsable de la construction d'un étage complet de stator et rotor.
- b) TURBOGRID : responsable de générer un maillage pour le stator et rotor.
- c) CFX simulation: prend l'étage construit avec tous les conditions aux limites nécessaires, il active une simulation pour tout l'étage et nous donne les résultats à la sortie de : couple, puissance, chute de pression, des distributions avec des chartes graphiques, et représentations en 2D e 3D de vitesses, pression.
- d) Static structural : responsable d'étudier les contraintes et les déformations dans les surfaces des aubes.
- e) CFX Erosion : responsable d'étudier le taux d'érosion sur les surfaces des aubes.

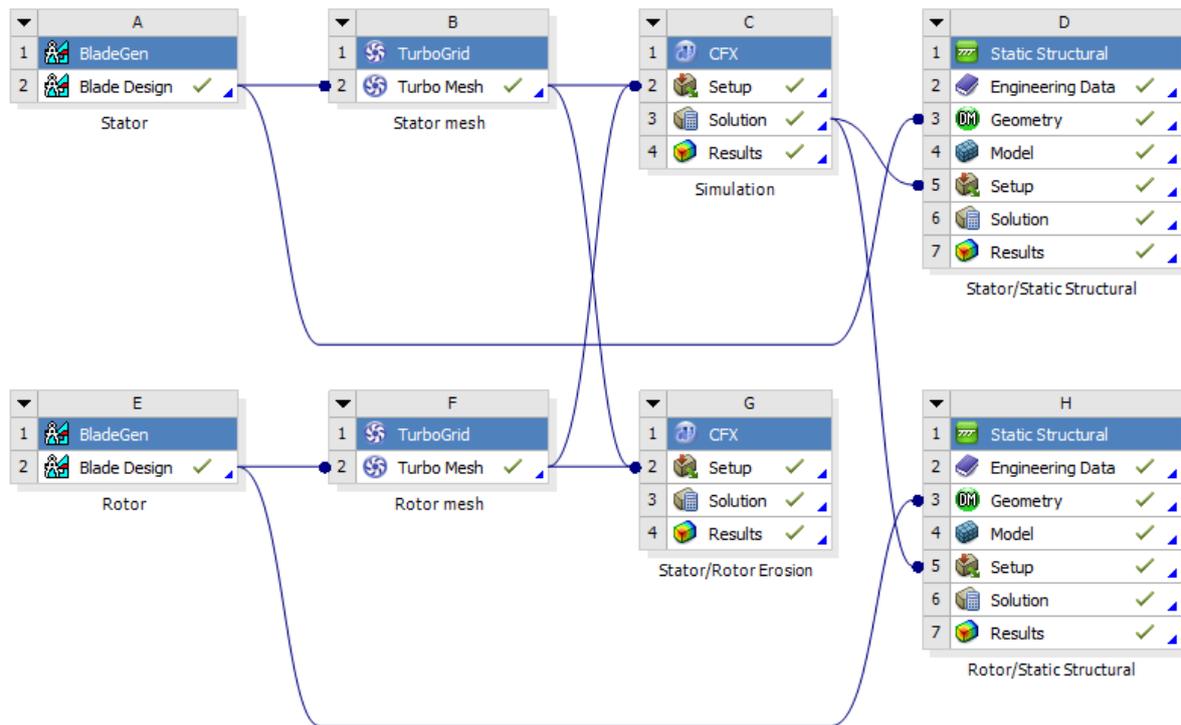


Fig. V.1. Vue générale de l'étude ANSYS.

V.2. BLADEGEN :

BLADEGEN (Blade Generation), est un outil de création de géométrie pour les turbomachines, il intègre une vaste expertise de turbomachines dans un environnement graphique.

C'est un outil spécialisé pour la conception 3D des composants rotatifs de machines, il est utilisé pour créer une forme 3D d'un aube et construire le stator et rotor.

La construction de stator et rotor :

La construction de stator et rotor commence par le design de la forme d'aube en 2D pour chaque rangée, les aubes de stators et rotors sont symétriques.

V.2.1. Courbe de Bézier :

Les courbes de Bézier sont des courbes paramétriques composées de point d'origine (P_0), point final (P_3) et des points d'interpolation ($P_1, P_2 \dots$).

Ces courbes sont principalement utilisées dans l'interpolation et le rapprochement des courbes.

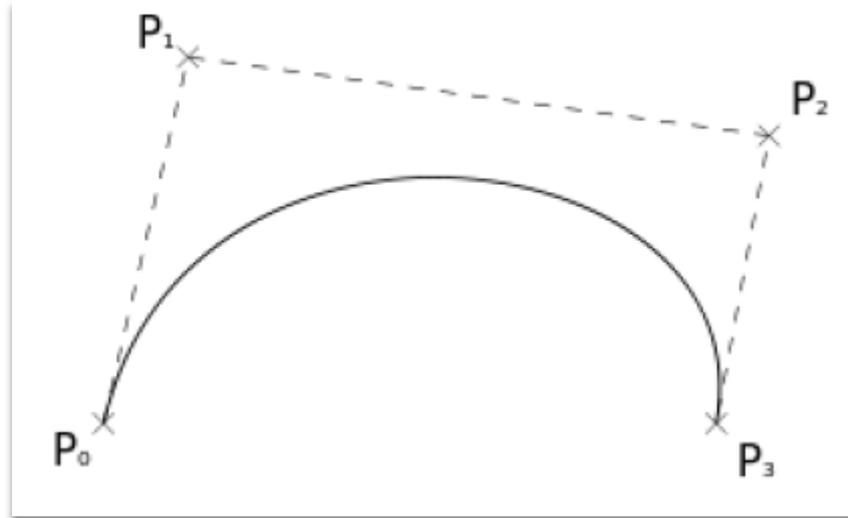


Fig. V.2. Courbe de Bézier

$[P_1; P_0]$ et $[P_2; P_3]$ ces segments restent tangents aux bords extrêmes de la courbe, modifier les positions de P_1 et P_2 conduit à modifier le comportement général de la courbe.

Ce type de courbe est largement utilisé pour la détermination et le contrôle de la forme générale des courbes d'une façon rapide et facile.

V.2.2. Construction de stator :

Le profil d'aube donnée par l'entreprise pour la turbine TSH-MK2 :



Fig. V.3. Etage de turboforeuse TSH-MK2

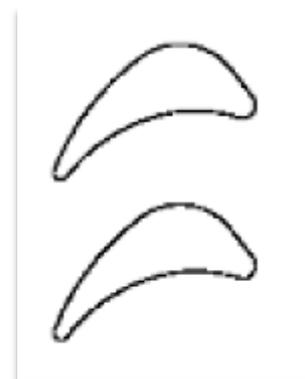


Fig. V.4. Le profil d'aube MK2

V.2.2.1. Configuration géométrique de stator :

Pour réaliser la configuration géométrique de stator il faut d'abord sélectionner :

- Le type de machine comme une machine axiale.
- Les dimensions de stator.

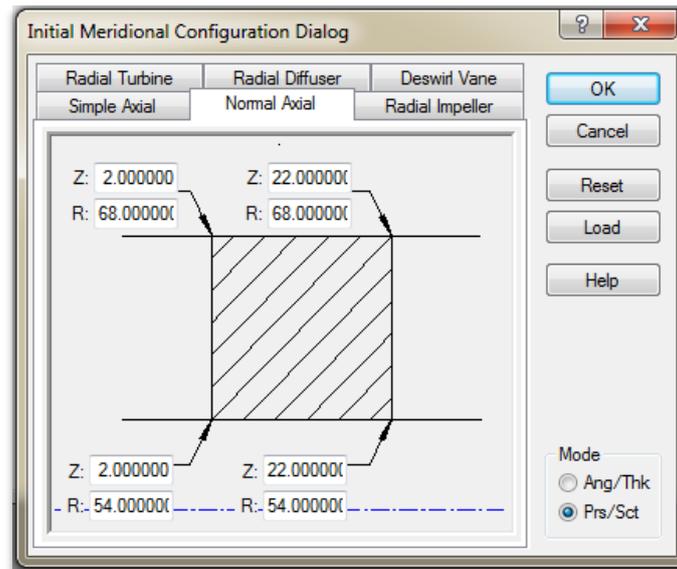


Fig. V.5. Position de l'aube de stator

- L'entrée de stator : $Z = 0$ mm
- La sortie de stator : $Z = 23.395$ mm

- L'entrée de l'aube : $Z = 2$ mm
- La sortie de l'aube : $Z = 22$ mm

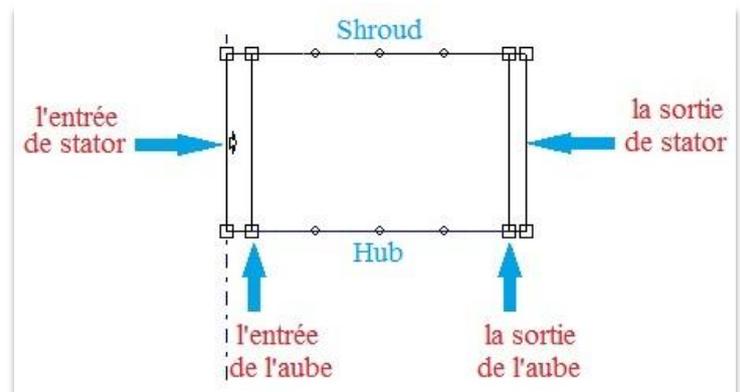


Fig. V.6. Position de stator.

- Stator shroud : $R = 68$ mm
- Stator hub : $R = 54$ mm

V.2.2.2. Configuration du profil de l'aube :

Bladegen donne la possibilité de réaliser ce profile grâce à la courbe de Bézier :

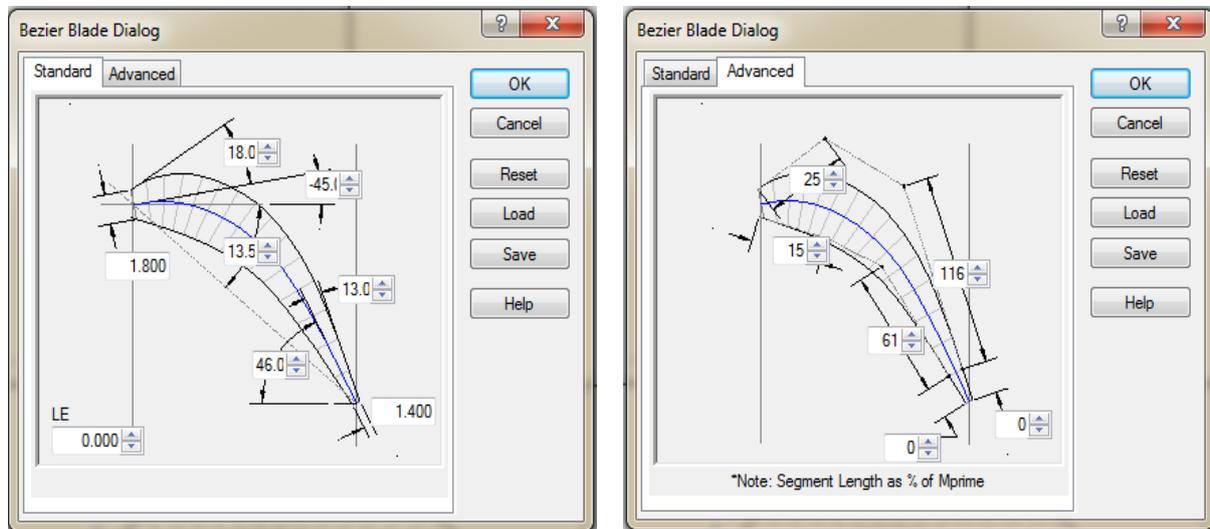


Fig. V.7. Les paramètres caractéristiques de la courbe de Bézier.

Définition des différents paramètres de la courbe de Bézier :

- (LE) Leading edge : le bord d'attaque de profile (amont de l'aube).
- (LE) Thickness : l'épaisseur de bord d'attaque.
- (LE) Wedge angle : l'angle entre la ligne moyenne du profil et la partie supérieure de bord d'attaque.
- (LE) Beta angle : l'angle du profil d'entrée, angle entre la ligne de ligne moyenne du profil et l'axe central de bord d'attaque.

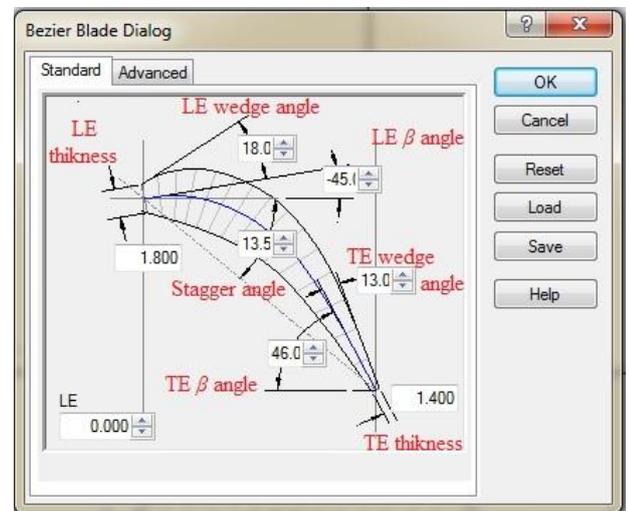


Fig. V.8. Les angles caractéristiques de l'aube

- (TE) Trailing edge : le bord de fuite (l'aval de l'aube)
- (TE) Thickness : l'épaisseur de bord de fuite.
- (TE) Wedge angle : l'angle entre la ligne moyenne du profil et le profile de bord de fuite.
- (TE) Beta angle : l'angle du profil de sortie, angle entre la ligne de ligne moyenne de profil (squelette) et l'axe central de bord de fuite.

- Stagger Angle : angle de calage, angle entre la corde et la direction axiale.
- Camber Length : la longueur de la ligne moyenne du profil (le squelette).
- Cord length : la corde du profil (C), distance entre le bord d'attaque et le bord de fuite.
- Meridional Length : la corde axiale (b) , corde projeté selon la direction axiale.
- Solidity : la solidité, le rapport C/S qui control l'espacement des aubes, S est la distance entre les aubes.

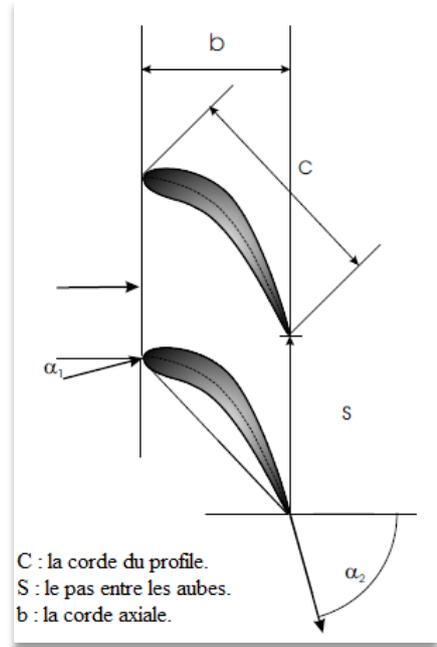


Fig. V.9. Les paramètres géométriques de l'aube

Paramètre de l'aube	Paramètre de Bézier
La ligne moyenne = 23.981mm	Angle de calage = 13.5°
Corde du profil (C) = 20.5685 mm	LE Beta angle : l'angle du profil d'entrée = 45°
Corde axiale = 20 mm	TE Beta angle : l'angle du profil de sortie = 46°
Solidité C/S = 1.81866	LE Wedge angle = 18°
Le pas entre les aubes(S) =11.3mm	TE Wedge angle = 13°
	LE Thickness : l'épaisseur de bord d'attaque = 1.8 mm
	TE Thickness : l'épaisseur de bord de fuite = 1.4 mm

Tableau. V.1. Paramètres caractéristiques de l'aube.

Les points caractéristiques de l'aube :

Les points de l'extrados :

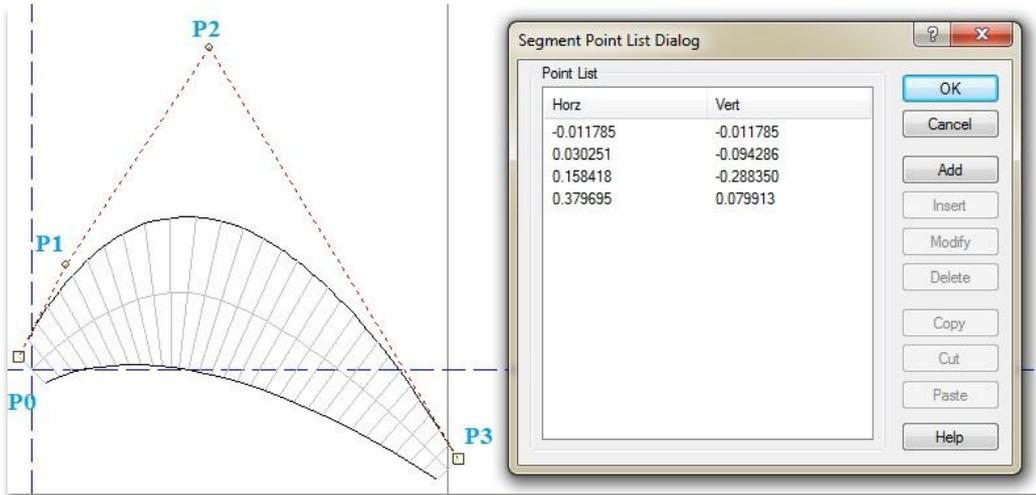


Fig. V.10. Les points de Bézier de l'extrados.

Les points caractéristiques de l'intrados :

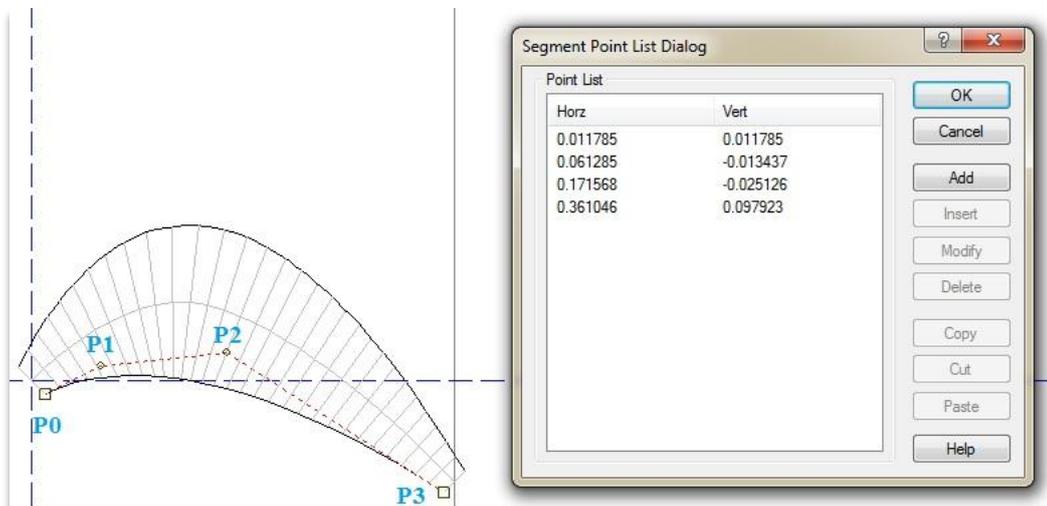


Fig. V.11. Les points de Bézier de l'intrados

V.2.2.3. Les propriétés de modèle :

Le modèle turbine est choisi avec une configuration axiale, le type de rotation comme stationnaire, l'unité définit en millimètres.

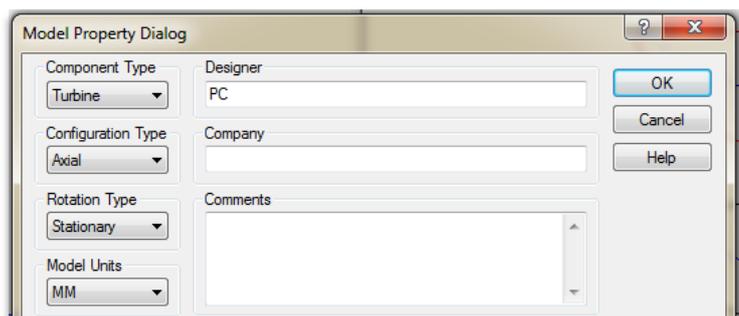


Fig. V.12. Les propriétés de modèle

V.2.2.3. Le nombre d'aube :

Le nombre d'aube choisi est 30 aubes.

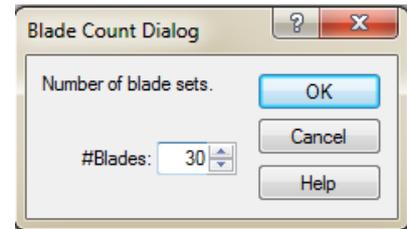


Fig. V.13. Le nombre d'aube

Après la réalisation de ces étapes, nous arrivons à la forme finale de stator :

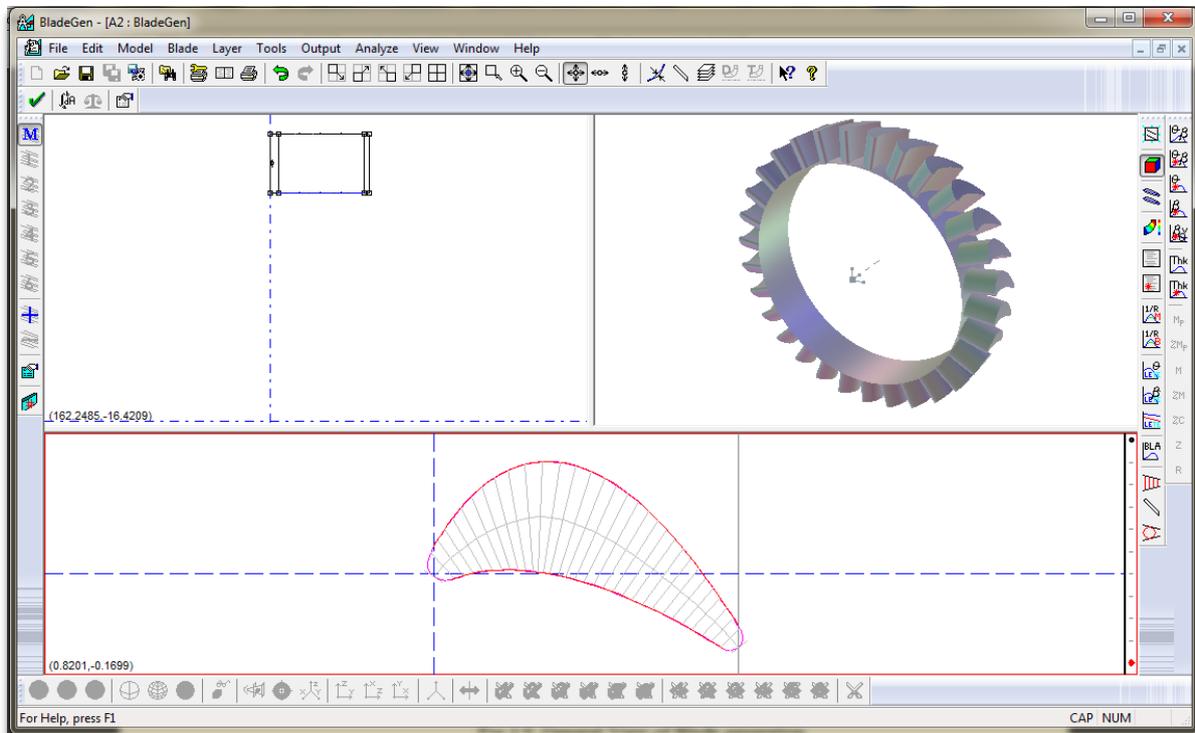


Fig. V.14. La forme finale de stator

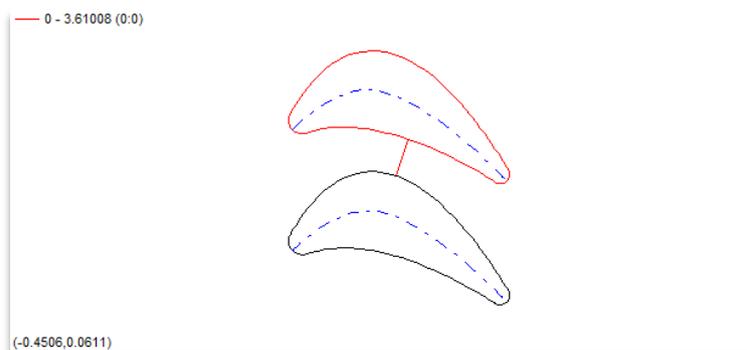


Fig. V.15. Vue 2D de deux aubes consécutives du stator

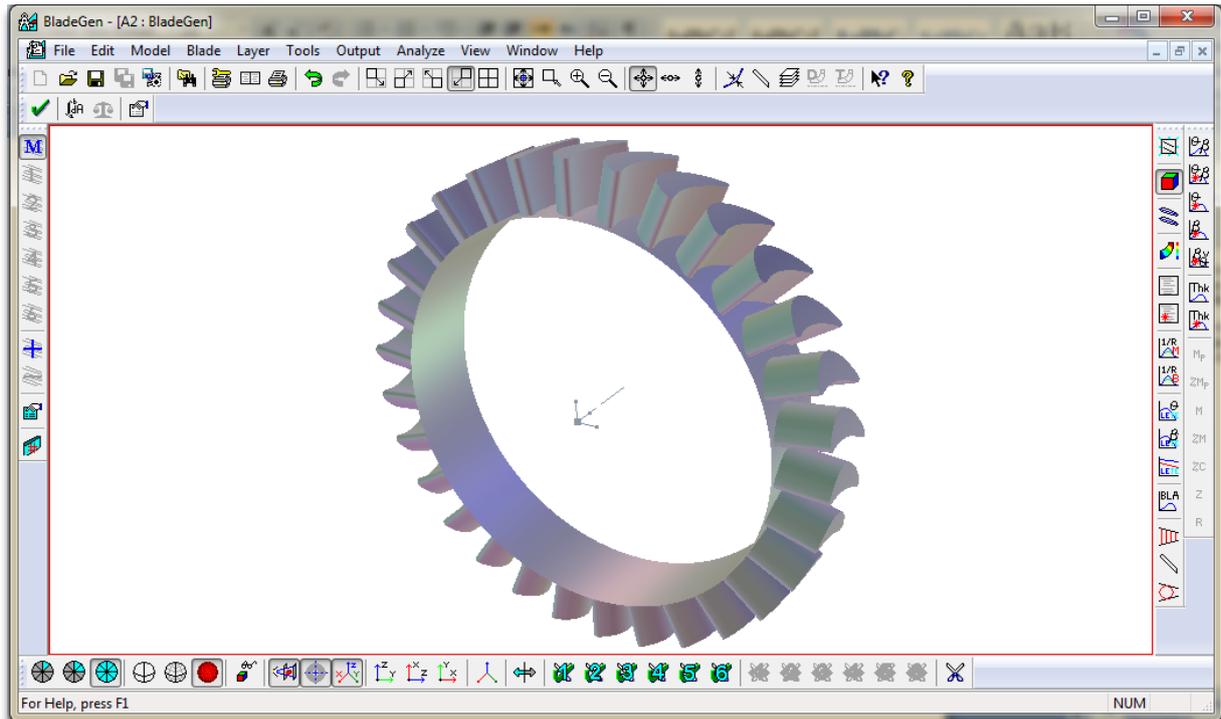


Fig. V.16. Vue 3D de stator (Shroud caché)

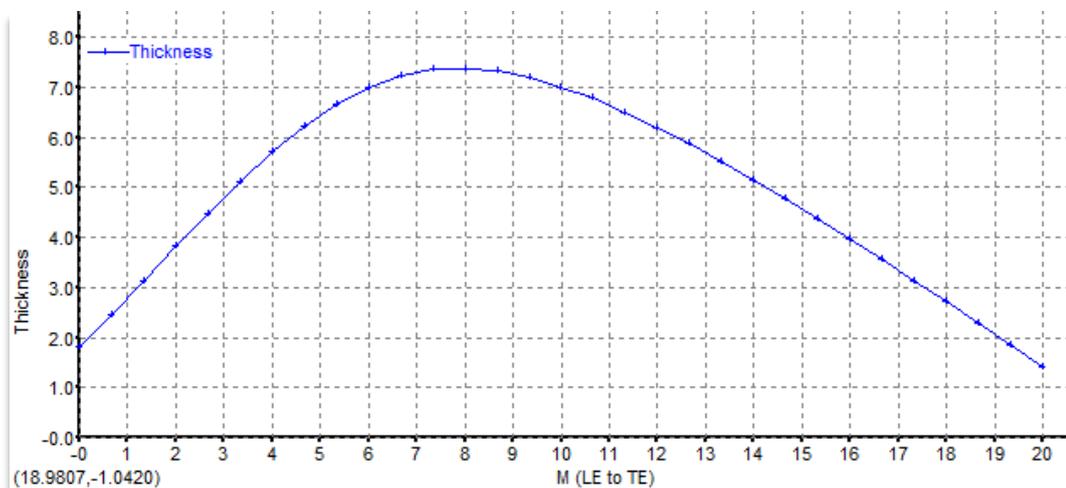


Fig. V.17. La variation de l'épaisseur en fonction de la ligne moyenne

Explication de la courbe :

Cette courbe montre la variation de l'épaisseur de l'aube en fonction de la ligne moyenne, au niveau d bord d'attaque l'épaisseur est 1.8 mm, et à la sortie de l'aube sa valeur est 1.4 mm. La valeur maximale de l'épaisseur est 7.4 mm et elle est obtenue lorsque la longueur de la ligne moyenne est 8 mm.

V.2.3.Construction de rotor :

La construction de rotor aura la même méthodologie utilisée avec la construction de stator, mais avec une action supplémentaire d'inverser la géométrie des aubes de rotor, et éditer la position de rotor.

V.2.3.1.Configuration géométrique de rotor :

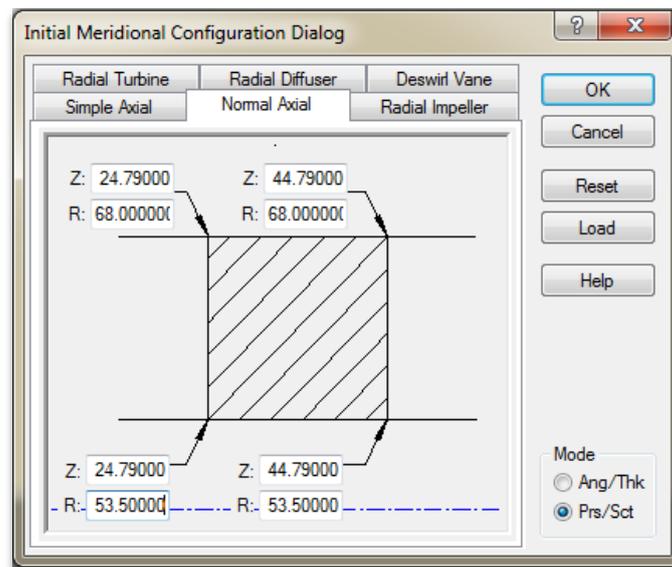


Fig. V.18.Position de l'aube de rotor

- L'entrée de rotor : $Z = 23.395$ mm
- La sortie de rotor : $Z = 46.79$ mm

- L'entrée de l'aube : $Z = 24.79$ mm
- La sortie de l'aube : $Z = 44.79$ mm

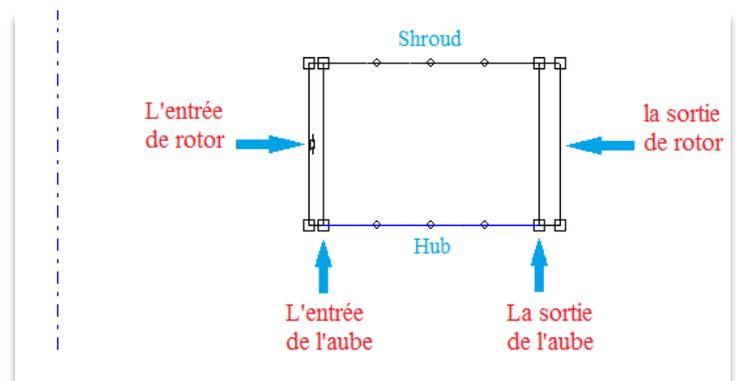


Fig. V.19.Position de rotor

- Rotor shroud : $R = 68$ mm
- Rotor hub : $R = 53.5$ mm

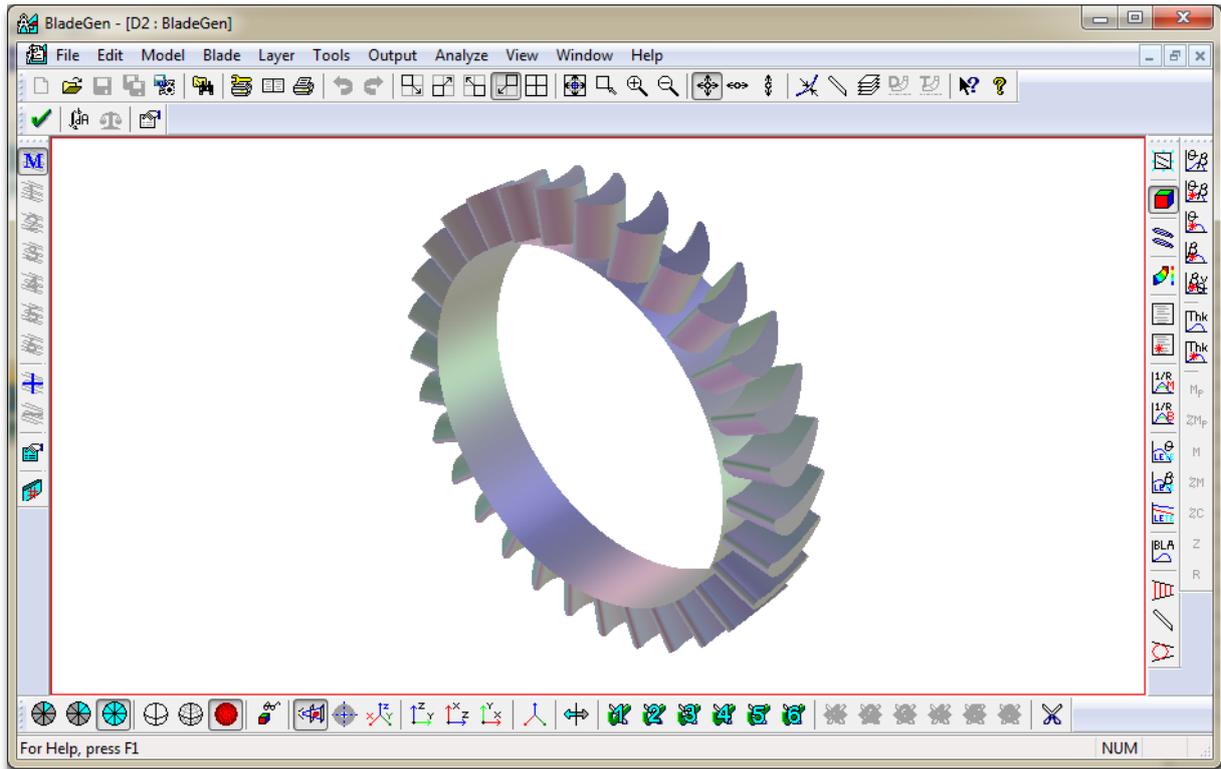


Fig. V.20.Vue 3D de rotor

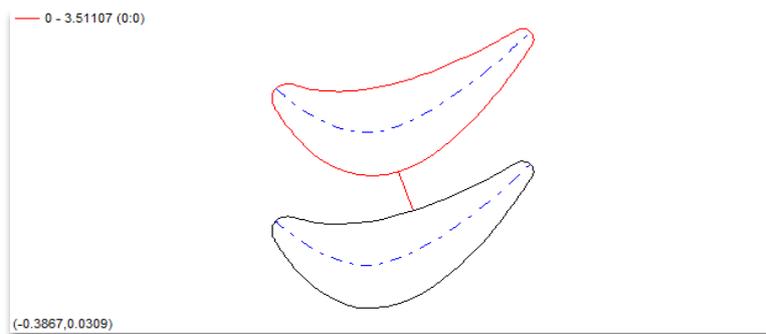


Fig. V.21.Vue 2D de deux aubes consécutives du rotor

V.3.TURBOGRID :

TURBOGRID vient après la construction de stator et rotor. Il utilise la géométrie déjà créée par BLADGEN. TURBOGRID est responsable de générer le maillage l'étage (stator-rotor) qui est nécessaire pour les simulations.

V.3.1.Définition:

TURBOGRID est un outil puissant qui crée des maillages hexaédriques de haute qualité, en utilisant une topologie qui permet de créer automatiquement le maillage sur la géométrie de la l'aube : (ATM) technology, il nous donne un maillage lisse de hautes résolutions qui nous assure une analyse rapide et précise de la dynamique des fluides.

En cliquant sur la mise à jour de TURBOGRID (update), le maillage est automatiquement créé pour le stator et le rotor. Le maillage de stator et rotor est réalisé de la même manière.

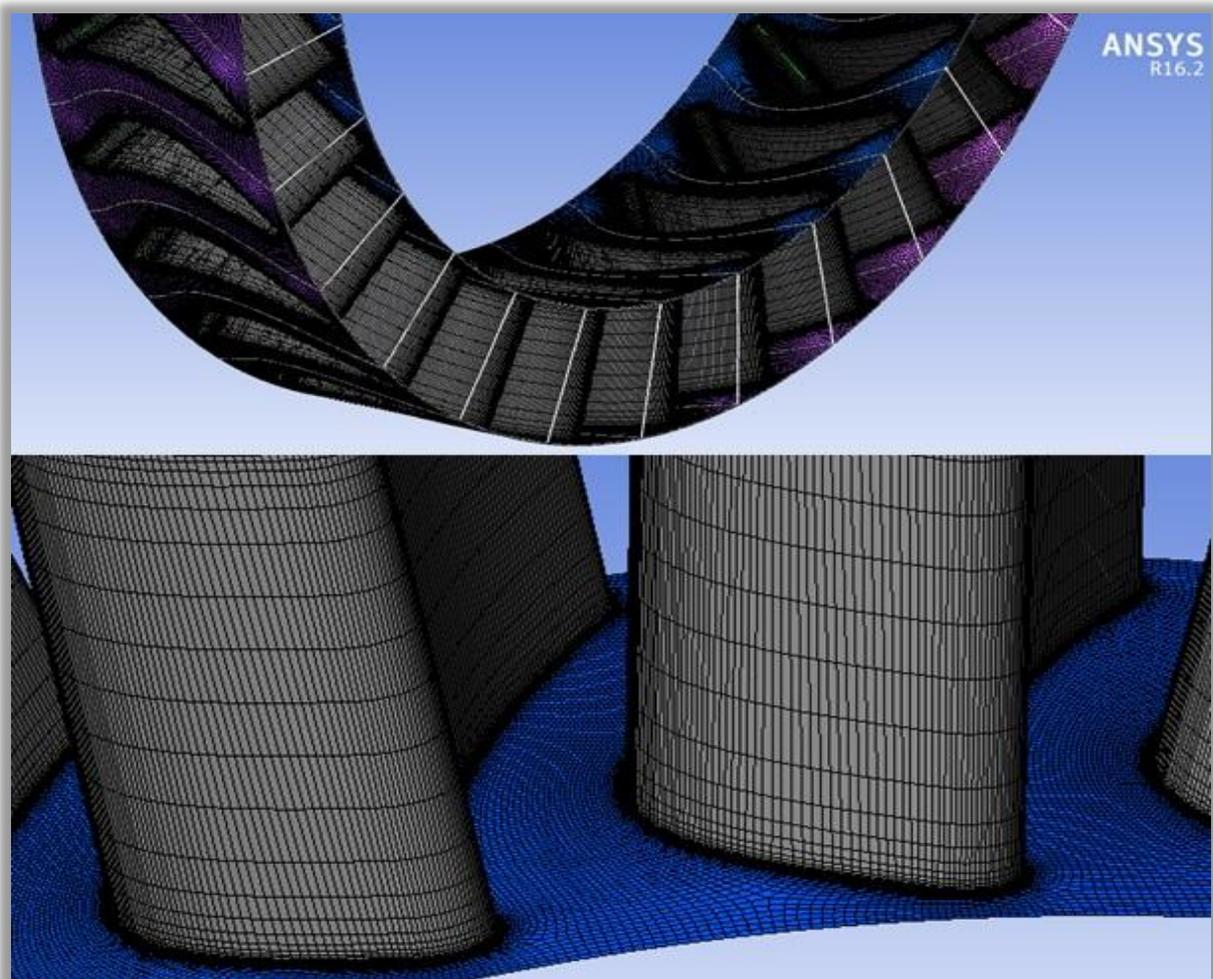


Fig. V.22.Le maillage de stator

V.4.CFX Simulation :

Après la création de maillage pour le stator et le rotor par TURBOGRID, l'initiation de la simulation commence par ANSYS CFX pour le calcul de dynamique des fluides dans l'étage turbine.

Il permet d'effectuer une analyse d'écoulement du fluide incompressible à travers la géométrie des aubes, de plus le maillage réalisé par TURBOGRID, on va spécifier les conditions aux limites et CFX va résoudre les calculs et afficher les résultats correspondants.

Trois composants de simulation sont présentés à l'intérieur de CFX :

- 1) Setup (Configuration).
- 2) Solution.
- 3) Résultats (résultats).

V.4.1. Setup (Configuration):

La simulation commence par sélectionner le mode TURBO dans la configuration, un mode spécialisé permettant de mettre en place des simulations de turbomachines.

Chaque composant du Stator-Rotor est défini par l'importation de leur maillage à partir du turbogrid, puis l'identification des paramètres de base et des conditions aux limites.

Basé sur le modèle - stage interface- (l'interface de l'étage) inclus dans CFX-Setup, où le champ d'écoulement est répété dans plusieurs régions de rotation identiques, alors une seule région doit être résolue et les limites sont spécifiées comme –Periodic (périodique).

Par conséquent, une seule aube de stator et une aube de rotor sont présentés pour la simulation, cette méthode est efficace et les calculs seront réduits de manière significative.

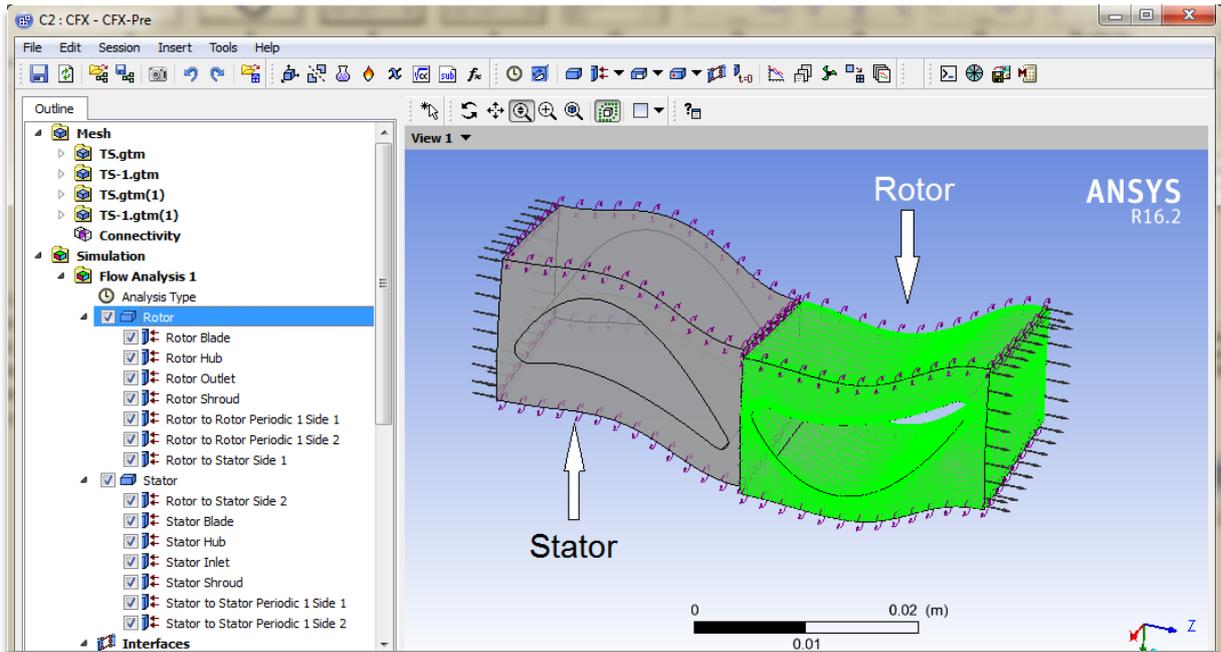


Fig. V.23. Vue 3D de stator-rotor : seulement deux aubes de rotor et stator sont présentés pour la simulation

Propriétés de fluide:

Le type de fluide utilisé est un liquide possède les mêmes caractéristiques de l'eau mais avec une densité différente. Ce liquide est considéré comme le fluide de forage principal.

- Viscosité dynamique : 8.899×10^{-4} (kg/m·s).
- Densité : 1196.82 (kg/m³).
- Masse molaire : 18.02 (kg/kmol).
- La capacité thermique spécifique : 4181.7 (J/kg·K).
- Conductivité thermique : 0.6069 (W/m·K).
- Coefficient de dilatation : 2.57×10^{-4} (1/K).

V.4.1.1. Démarrage du mode Turbo :

a) Paramètres de base :

- Spécification du type de machine comme une turbine axiale.
- Le type d'analyse : régime stationnaire (steady state).

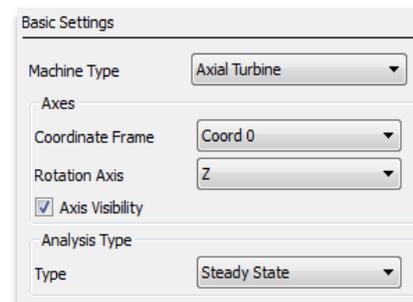


Fig. V.24. Spécification du type de machine et de l'analyse

La dépendance temporelle des caractéristiques de débit peut être spécifiée comme état stationnaire ou transitoire, la simulation en régime stationnaire, par définition, considère les caractéristiques de l'écoulement ne changent pas avec le temps, elle nécessite aucune information en temps réel pour la décrire.

b) La création d'un système composé de stator et rotor :

- 1) Le premier composant 'le stator' est spécifié avec un statut stationnaire.
- 2) Le deuxième composant 'le rotor' est ajouté avec un état de rotation.
- 3) La vitesse de rotation sélectionnée est 1000 RPM (c'est la vitesse de rotation donné par l'entreprise).

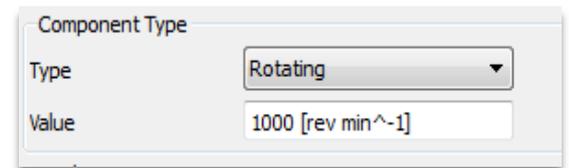


Fig. V.25. Vitesse de rotation sélectionnée

c) Définition Physique :

Les équations relatives à l'écoulement de fluide peuvent être fermées (numériquement) par la spécification des conditions sur les limites extérieures du domaine de calcul.

Il faut spécifier toutes les variables possibles au niveau de l'endroit de l'étude afin de placer des restrictions dans la formulation mathématique qui permettent d'obtenir une solution résultante unique.

Les conditions aux limites spécifiées devraient être suffisantes pour assurer une solution unique. Pour réaliser notre simulation, les conditions aux limites sont fixées par :

- Une pression totale à l'entrée de stator **2000 PSI**.
- Un débit massique à la sortie de rotor **33.97 kg /s**.

Le transfert de chaleur n'est pas inclus dans l'analyse. La turbulence sélectionnée comme K-epsilon.

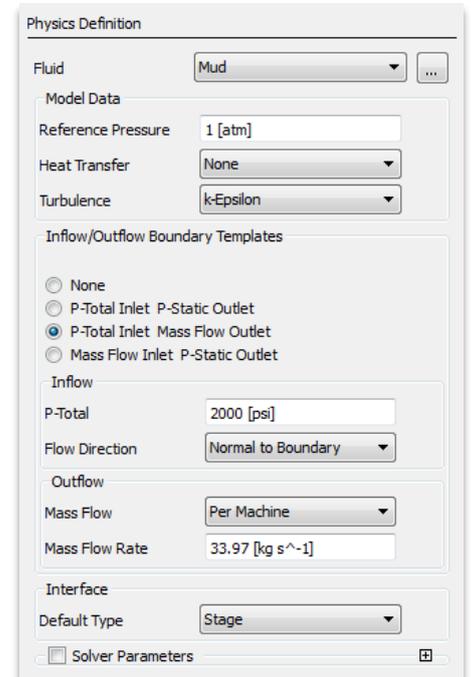


Fig. V.26. Les paramètres physiques

a) Définitions de l'interface :

Elle représente les connexions appliquées entre le rotor et le stator.

a) l'interface axiale entre rotor et stator est sélectionnée par :

- Face 1: Stator outflow (la sortie de stator).
- Face 2: Rotor Inflow (l'entrée de rotor).
- Type de l'interface : Stage (étage).

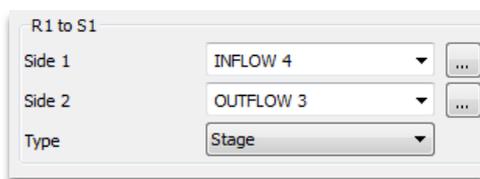


Fig. V.28. Type de l'interface : étage

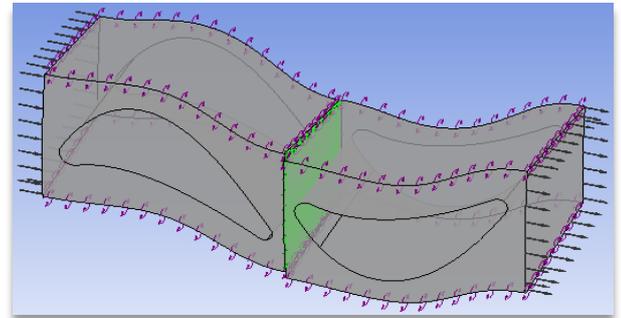


Fig. V.27.L'interface axiale entre le stator et rotor

b) l'interface rotationnelle (radiale) au niveau de stator et rotor est sélectionnée par :

- interfaces radiales périodiques pour chaque élément.

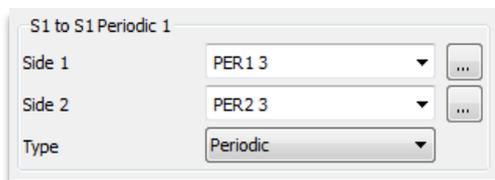


Fig. V.29. Type de l'interface : périodique

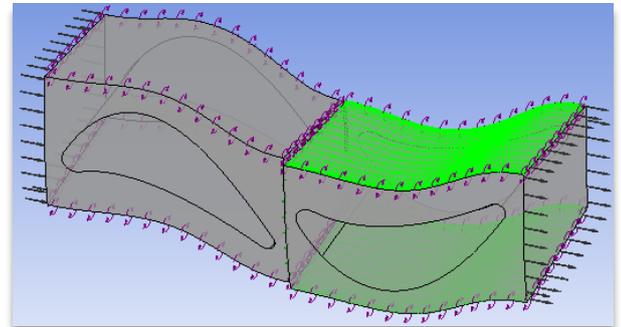


Fig. V.30.L'interface radiale de rotor

b) Insertion des surfaces de rugosité en sélectionnant une rugosité de 24 micromètres pour chacun des :

- 1) L'aube de rotor.
- 2) Rotor Hub.
- 3) L'aube de Stator.
- 4) Stator Hub.
- 5) Stator Shroud.

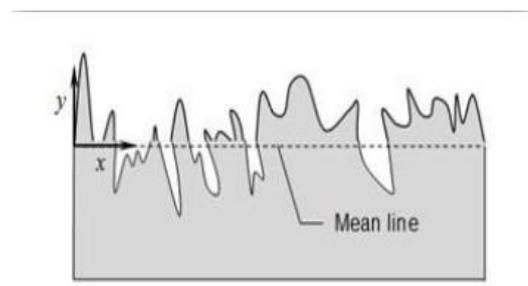


Fig. V.31.Vue de la rugosité de surface

V.4.2.CFX Solution:

CFX Solution effectue un certain nombre d'itérations pour obtenir les résultats, avec une erreur résiduelle globale entre deux itérations consécutives.

La solution donne sa convergence idéale lorsque le résidu global converge vers zéro, résidus faibles signifient une solution plus précise.

Dans cette étude, en vue de réaliser la convergence de la solution à un niveau acceptable, un certain nombre d'itérations a été réglé à une valeur de 100 Itérations

Après l'exécution de 100 itérations, une solution de convergente a été remarquée avec des résidus minimaux.

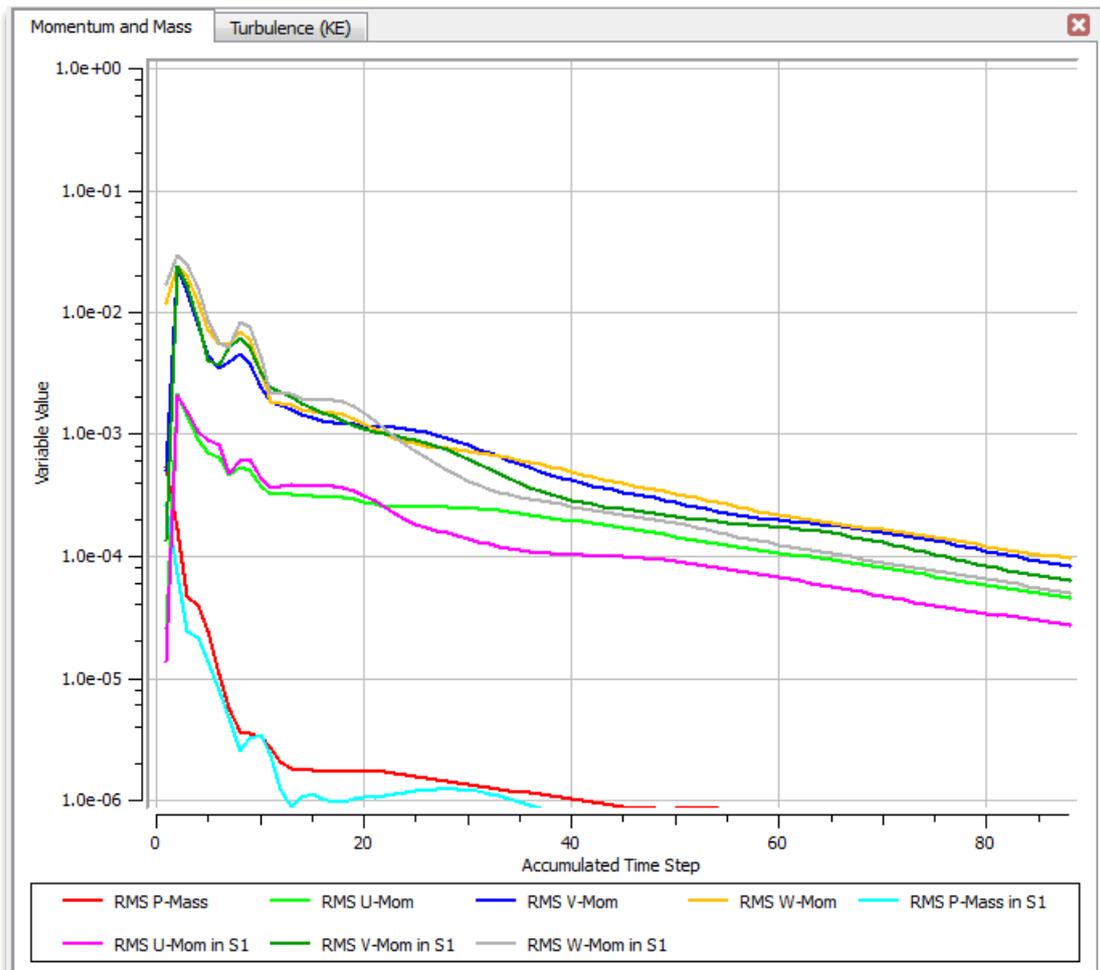


Fig. V.32. L'erreur résiduelle globale en fonction du nombre d'itérations

V.4.3. Les résultats de CFX :

Après avoir une solution convergente, les résultats CFD permet de visualiser les différents paramètres, y compris la vitesse, la distribution de pression de fluide sur l'ensemble rotor-stator.

Ces paramètres peuvent être visualisés sous forme de 2D, 3D et des graphes avec un rapport de la turbine.

a) Présentation 3D pour la surface de l'aube :

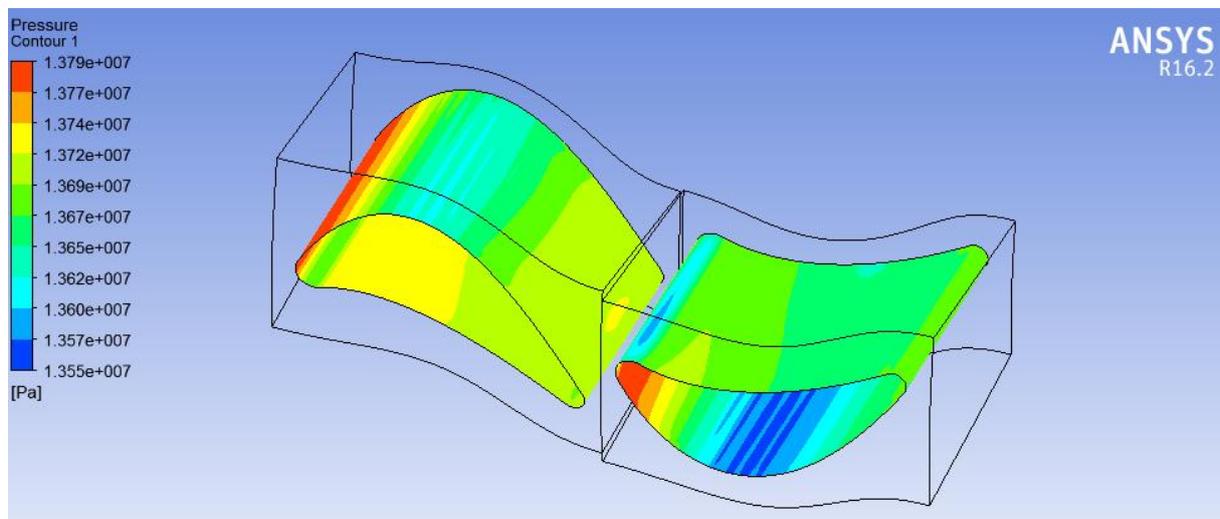


Fig. V.33. La distribution de la pression sur la surface de l'aube

Présentation 3D et 2D concernant le domaine de fluide :

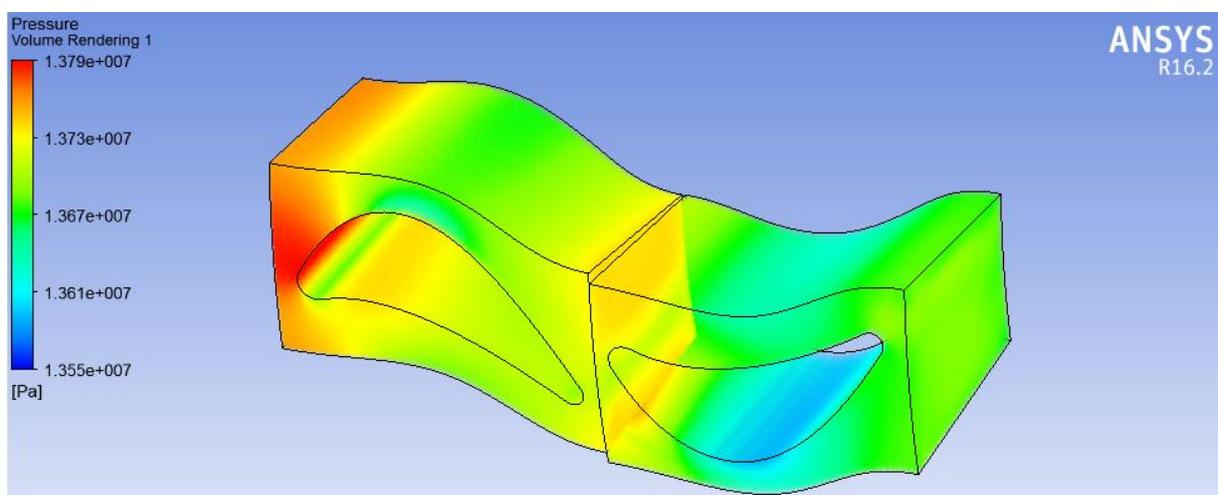


Fig. V.34. Présentation 3D de la distribution de la pression du fluide

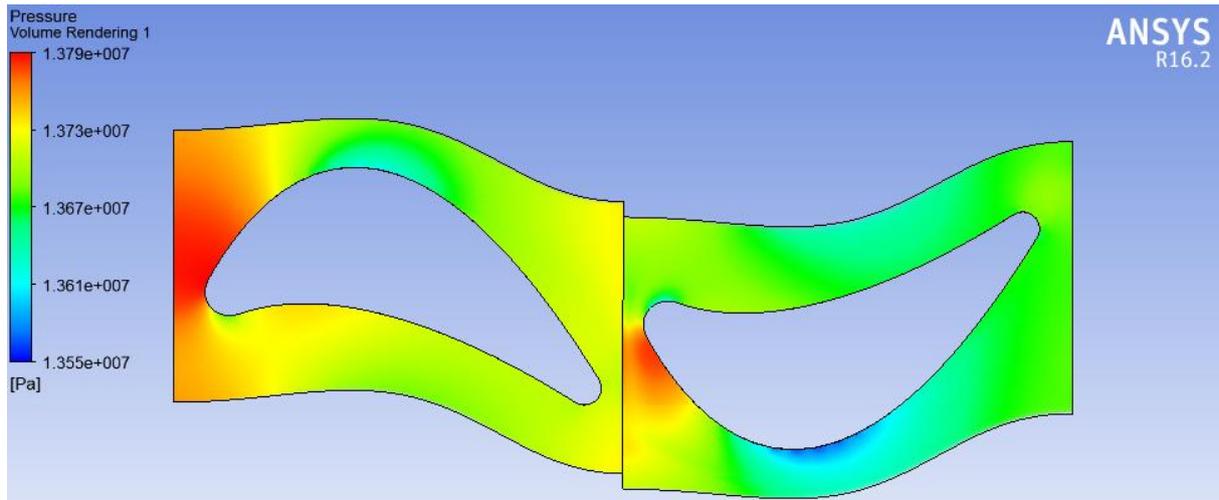


Fig. V.35. Présentation 2D de la distribution de la pression du fluide

Cette figure montre que la pression de fluide est maximale au niveau de bord d'attaque de stator et de rotor, c'est à dire à l'entrée de stator et rotor et sa valeur 1.379×10^7 Pa, et elle est minimale au niveau de la partie empruntant (supérieure) de l'extrados de stator et de rotor à une valeur environ de 1.361×10^7 Pa, on voit aussi que la pression de l'intrados varie entre 1.367×10^7 Pa et 1.373×10^7 Pa et elle est supérieure à celle de l'extrados.

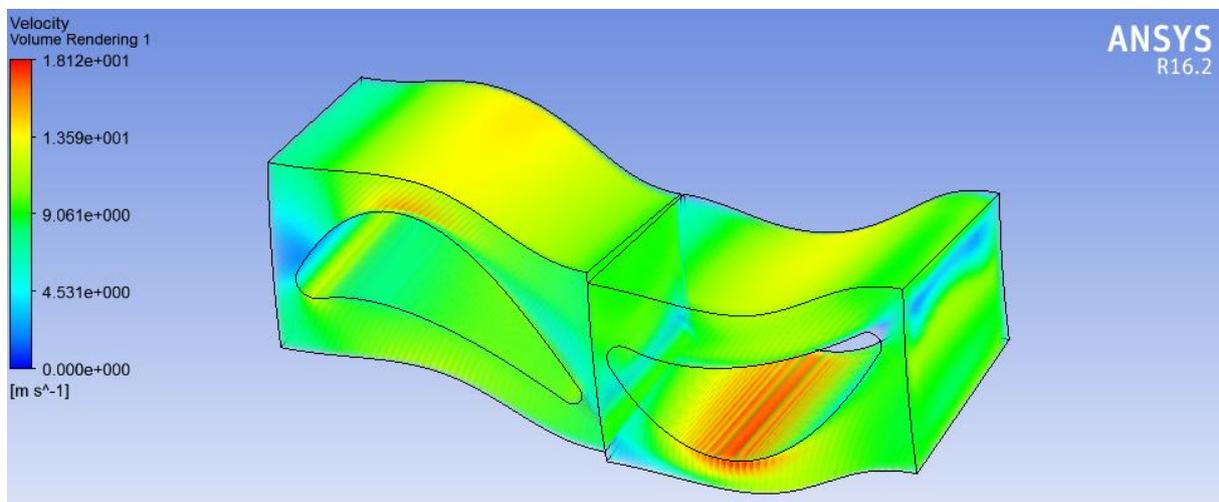


Fig. V.36. Présentation 3D de la distribution de vitesse du fluide

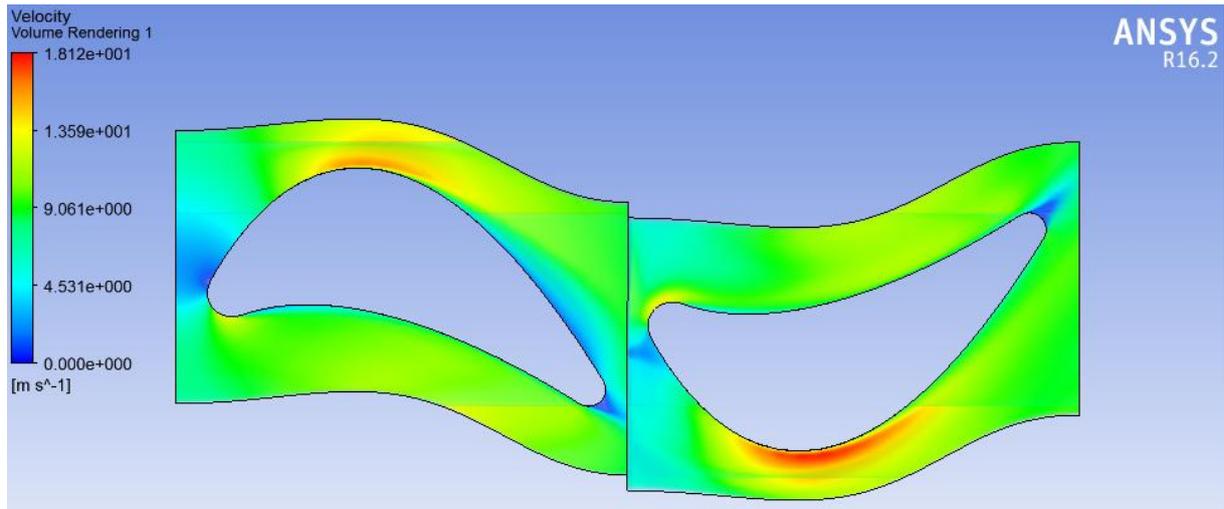


Fig. V.37. Présentation 2D de la distribution de vitesse du fluide

Cette figure montre que la vitesse l'écoulement est maximale au niveau de la partie empruntant (supérieure) l'extrados de stator et rotor sa valeur est environ 18 m/s, et minimale au niveau de bord d'attaque et le bord de fuite de stator et de rotor environ 2 m/s. La vitesse au niveau de l'intrados environ de 9 m/s et elle est inférieure par rapport à la vitesse de l'extrados.

b) Les graphes de différents paramètres en fonction de la distance entre l'entrée et la sortie de l'étage :

- a) 0 – 1 représente les limites de stator, b) 1 – 2 représente les limites de rotor

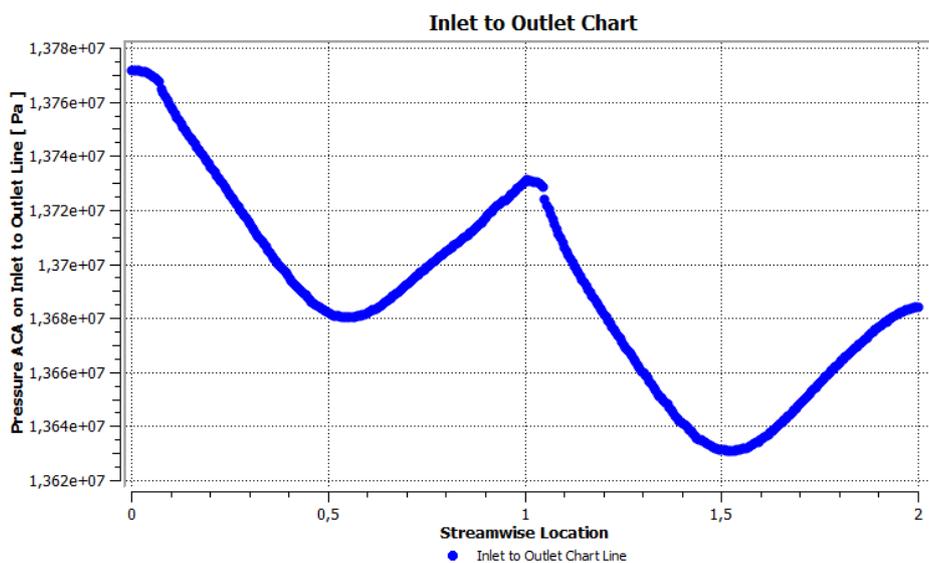


Fig. V.38. La variation de la pression au niveau de l'étage

Ce graphe montre la distribution de la pression de fluide au niveau de l'étage du turboforeuse, on remarque que la pression à l'entrée de stator est supérieure à la pression de fluide entre le stator et rotor, et cette dernière est supérieure à celle de sortie de rotor.

On a : $P_0 > P_1 > P_2$ C'est une caractéristique d'un étage à réaction.

On remarque aussi que la pression est minimale au niveau de la partie empruntant (supérieure) l'extrados.

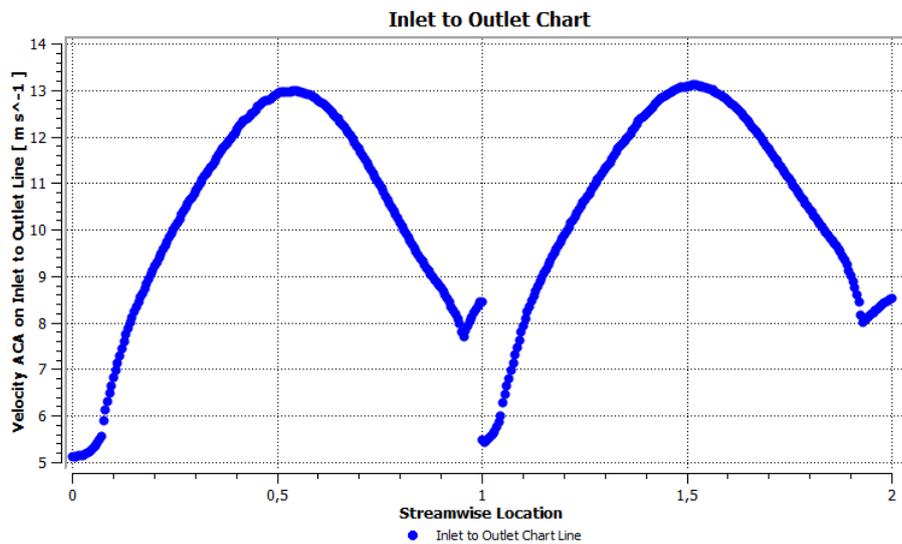


Fig. V.39. La variation de la vitesse au niveau de l'étage

Ce graphe montre que la vitesse à travers le stator et le rotor augmente, et cette augmentation due à la convergence des aubes de ces derniers, et la vitesse est maximale au niveau de la partie empruntant (supérieure) l'extrados.

Conclusion :

Les figures. V.33- V.34- V.35- V.36- V.37- V.38- V.39 confirme le théorème de Bernoulli qui énonce que dans le flux d'un fluide, une accélération se produit simultanément avec la diminution de la pression, dans notre cas, l'augmentation de la vitesse sur l'extrados (accélération) s'accompagne par une diminution de la pression sur ce côté du profil.

c) Graphes montrent la variation de la vitesse tangentielle et axiale :

L'analyse des turbomachines nécessite la connaissance de la vitesse de l'écoulement dans le passage inter-aube. Traditionnellement, cet étude s'effectue à l'aide de triangle de vitesses, on construit un diagramme vectoriel en fonction de la vitesse de rotation, des vitesses absolue et des vitesses relative de l'écoulement à l'entrée et la sortie de stator et du rotor, figure. IV.2 page 33 représente le triangle de vitesse.

Ce concept permet d'obtenir une représentation graphique compacte du champ de l'écoulement étroitement lié à la géométrie des aubes. Ces deux derniers graphes fig. V.40-fig. V.41 représentent la variation de la vitesse tangentielle absolue et tangentielle relative et la vitesse axiale de l'écoulement à travers l'étage.

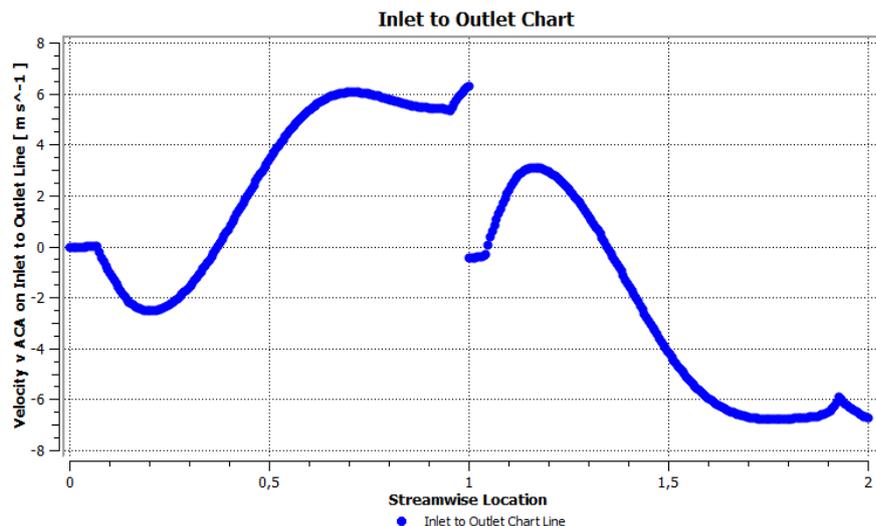


Fig. V.40. La variation de la vitesse tangentielle au niveau de l'étage

La variation de la vitesse tangentielle absolue au niveau de stator 0 – 1 on remarque que:

- A l'entrée de stator la vitesse tangentielle absolue C_u est nulle.
- A la sortie de stator cette vitesse égale à 6.28 m/s.

La variation de la vitesse tangentielle relative au niveau de rotor 1 – 2 on remarque que:

- A l'entrée de rotor la vitesse tangentielle relative W_u est 0.44 m/s.
- A la sortie de rotor cette vitesse égale à 6.70 m/s.

Conclusion :

L'augmentation de vitesse remarqué au niveau de stator et rotor est une caractéristique de l'étage à réaction et due à la convergence des profils d'aubes de stator et rotor.

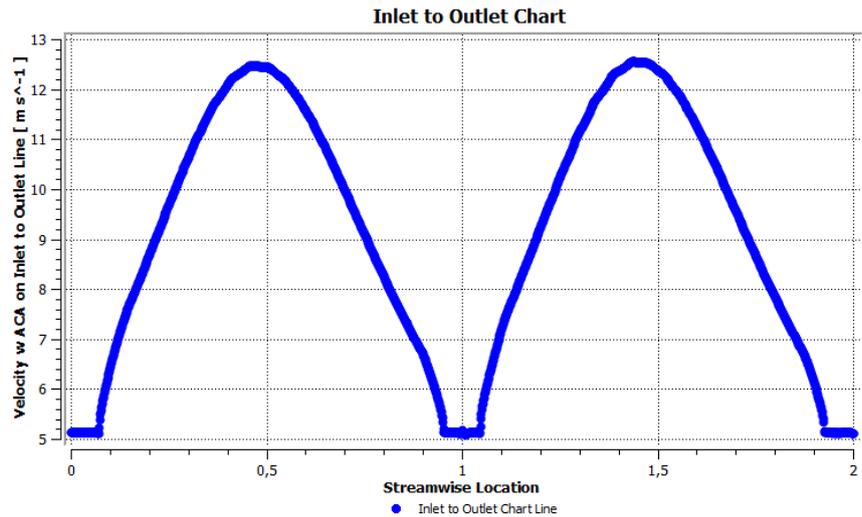


Fig. V.41.La variation de la vitesse axiale au niveau de l'étage

Dans cette figure on observe que la vitesse axiale reste constante à travers tout l'étage, à l'entrée et la sortie de stator et du rotor est sa valeur égale à 5.11 m/s.

Conclusion :

Puisque la turboforeuse est une machine à écoulement axiale, la vitesse périphérique de rotor U demeure constante et que la composante axiale de la vitesse reste aussi constante entre l'entrée et la sortie des aubages : $C_{0x} = C_{1x} = C_{2x} = \text{constante}$.

d) Le rapport de turbine :

User Input

Inlet Region	S1 Inlet
Outlet Region	R1 Outlet
Blade Row Region	R1 Blade
Reference Radius	0.05 [m]
Reference Height	0.05 [m]
Number of Blade Rows	30
Machine Axis	z
Rotation Speed	1000 [rev min ⁻¹]
Design Flow Rate	0.1 [m ³ /s]
Design Head Rise	1 [m]
Reference Density	1196.82 [kg/m ³]
Reference Pressure	0 [Pa]
Gravity Acceleration	9.81 [m/s ²]

Mass Averages

Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Pressure	1.37682e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36841e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993889913712871
Total Pressure	1.37895e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.37045e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993837770649966

Results

Torque (one blade row)	0.445515 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	13.3655 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1399.63 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.262801
Unit Discharge	2.75205 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	100 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.799689
Total Head	-7.23749 m

OK

Fig. V.42. Rapport de turbine

Avec ce rapport, ANSYS nous donne les performances d'un étage de turbine :

- a) La chute de pression : $\Delta P = (1.37682 - 1.36841) \cdot 10^7 = 84100 \text{ Pa}$
- b) La chute de pression en mètre : $H = 7.23 \text{ m}$
- c) Le couple : $T = 13.36 \text{ N.m}$
- d) La puissance : $P = 1399.63 \text{ W}$

e) A partir de ces données on peut calculer le rendement hydraulique :

$$\eta = \frac{\text{Puissance mécanique}}{\text{Puissance hydraulique}} = \frac{P}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q} = \frac{1399.63}{1196.82 \times 9.81 \times 7.23 \times 0.02839} = 58.07\%$$

f) La chute de pression dans le stator : $\Delta P_{\text{Stator}} = 41300 \text{ Pa}$

La chute de pression dans le rotor : $\Delta P_{\text{Rotor}} = 46400 \text{ Pa}$ (la figure V.38).

Revenant au calcul manuel :

Pour calculer le couple T et la puissance mécanique P développé par la turboforeuse, on doit d'abord trouvé les angles qui caractérisent l'écoulement α_2 et β_3 , ils sont obtenus à partir des graphes de la vitesse tangentielle et axiale (figure. V.40- V.41)

- $\tan \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_x} = \frac{6.28}{5.11} \quad \alpha_2 = 50.8^\circ$

- $\tan \beta_3 = \frac{W_{3u}}{C_x} = \frac{6.70}{5.11} \quad \beta_3 = 52.4^\circ$

1) On calcul le couple T (la démonstration de cette formule page 37) :

On a :
$$T = \rho \cdot Q \cdot r m \cdot C_x \cdot (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3) - \left(\frac{\pi}{30} \right) \cdot \rho \cdot Q \cdot r m^2 \cdot N$$

$$T = 1196.82 \times 0.02839 \times 0.0611 \times 5.11 [\tan (50.8) + \tan (52.4)] - \left(\frac{3.14}{30} \right) 1196.82 \times 0.02839 \times 0.0611^2 \times 1000$$

Alors :

$T = 13.35 \text{ N.m}$

2) On calcul la puissance P (la démonstration de cette formule page 37) :

$$\text{On a : } P = \left(\frac{\pi}{30}\right) \cdot \rho \cdot Q \cdot rm \cdot Cx (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3) \cdot N - \left(\frac{\pi}{30}\right)^2 \cdot \rho \cdot Q \cdot rm^2 \cdot N^2$$

$$P = \left(\frac{3.14}{30}\right)^2 \times 1196.82 \times 0.02839 \times 0.0611 \times 5.11 [\tan(50.8) + \tan(52.4)] 1000 - \left(\frac{3.14}{30}\right)^2 \times 1196.82 \times 0.02839 \times 0.0611^2 \times 1000^2$$

Alors :

$$P = 1397.39 \text{ W}$$

En comparant les résultats d'ANSYS avec données de l'entreprise et les valeurs de calcul manuel :

	Valeurs données par l'entreprise	Valeurs d'ANSYS	Valeurs de calcul manuel
Puissance (W)	1364.63	1399.63	1397.39
Couple (N.m)	13.03	13.36	13.35
Chute de pression (Pa)	84895.51	84100	--
Chute de pression (m)	7.22	7.23	--
Rendement hydraulique (%)	56.73	58.07	--

Tableau. V.2. Comparaison de valeurs

On remarque que tout les valeurs comparées sont presque les mêmes.

Conclusion :

Après la comparaison de ces résultats, on conclut qu'ANSYS réalise une simulation précise et plus proche à la réalité, ce qui explique leur utilisation par la majorité des entreprises de conception : TOYOTA, Boeing, NASA.

Puisque ANSYS et les calculs manuels nous donnent des résultats identiques avec celles donnée par l'entreprise, on peut faire confiance à ces deux méthodes pour réaliser les prochaines optimisations.

V.5.Static Structural :

L'analyse de Static Structural donne la possibilité de déterminer :

- 1) Les déplacements.
- 2) Les contraintes équivalent (Von-Misses).
- 3) Les déformations relatives.

Causés par la pression de fluide à travers les étages de la turboforeuse, et permet aussi de visualiser la distribution de ses paramètres sur les surfaces des aubes de stator et rotor.

Il utilise l'analyse par éléments finis des contraintes qui sont effectuées sur la base de distribution de pression calculé à partir de la modélisation CFX.

La cellule static structural est composé de :

- 1) La géométrie (geometry) : on importe le stator et le rotor à partir de BLADEGEN.
- 2) Modèle (Model) : pour faire le maillage de l'étage.
- 3) Configuration (setup) : pour définir des conditions aux limites.
- 4) Solution : pour effectuer les itérations.
- 5) Résultats : permet de visualiser les valeurs de contraintes, déplacement et deformation relative et visualiser leur distribution.

L'étude sera concentrée sur une aube de stator et une aube de rotor où les charges sont identiques à tous les aubes de l'étage, cette méthode est avantageuse pour diminuer le temps de simulation.

V.5.1.Effectuer l'analyse static structural sur l'aube de stator :

- a) On importe la géométrie de stator à partir de BLADEGEN à la cellule de la géométrie dans la static structural, le hub et shroud (le moyeu et l'enveloppe) sont conçus et modélisés comme un support fixe. (figure. V.43)

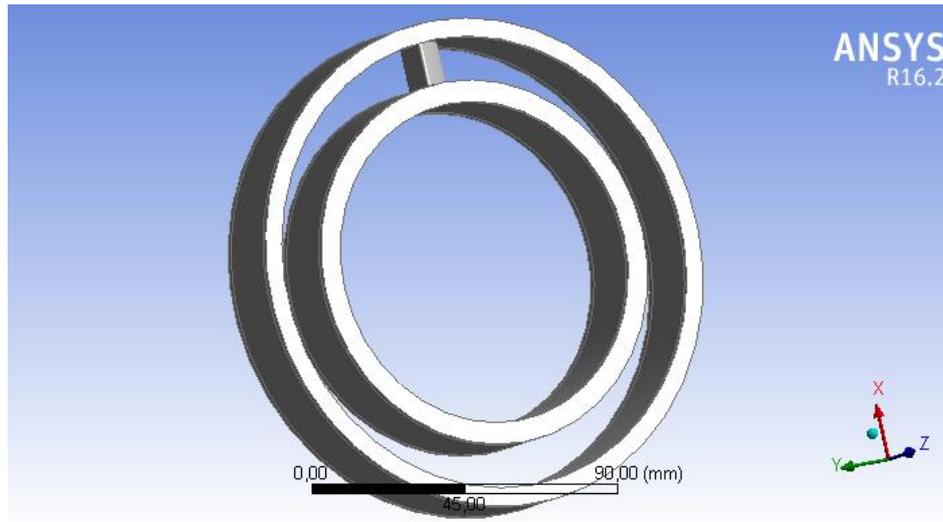


Fig. V.43. Stator de la turboforeuse

- b) On effectue le maillage sur la surface de stator. (figure. V.44)

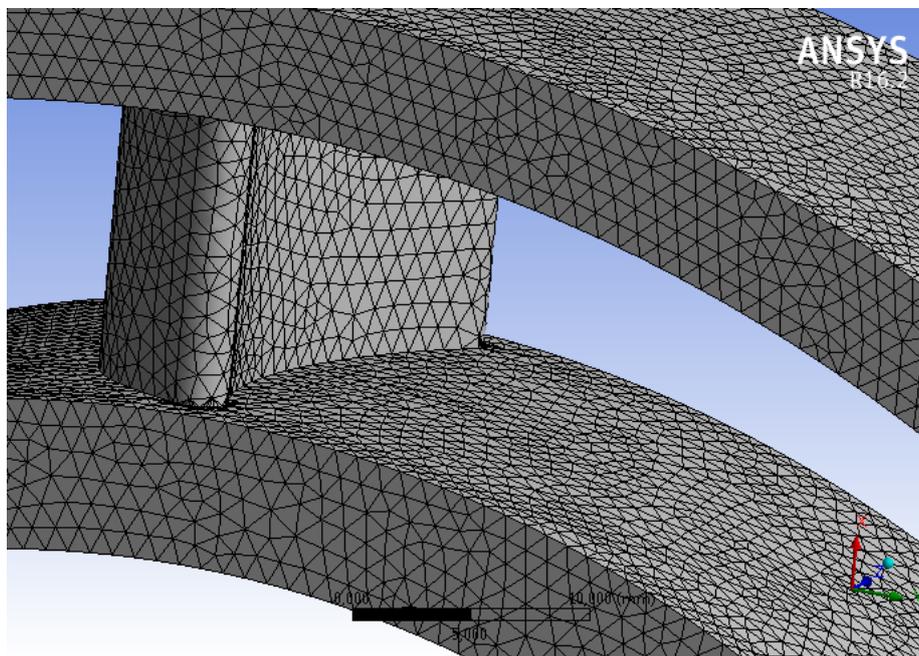


Fig. V.44. Maillage réalisée sur la surface stator

- c) On importe les données de distribution de pression sur l'aube de stator à partir de CFX-Solution, en activant un lien entre la cellule de CFX-Solution et la cellule de configuration (setup) en static structural.

V.5.1.Effectuer l'analyse static structural sur l'aube de rotor :

La même méthodologie est utilisée pour simuler les charges structurales sur les surfaces des aubes de rotor, les aubes de rotor sont reliées uniquement au moyeu (hub), on considère que moyeu comme un support fixe avec absence de l'enveloppe (shroud). (figure. V.45)

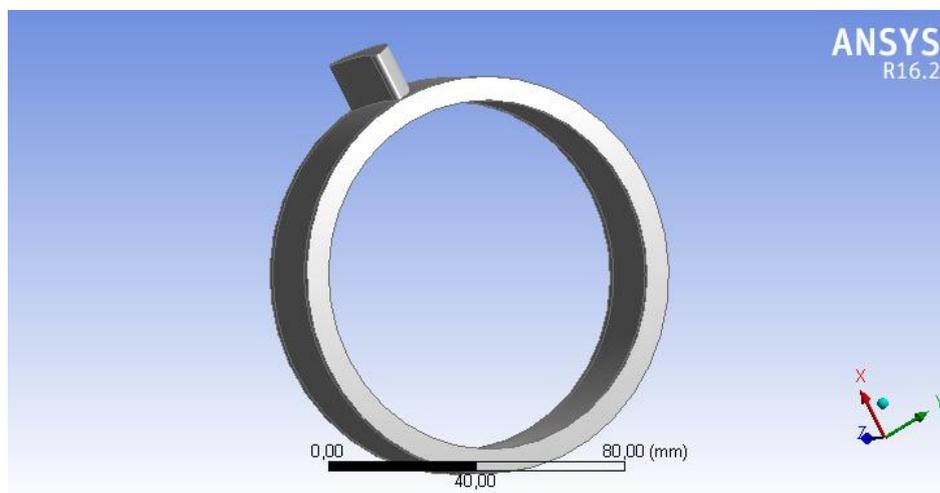


Fig. V.45.L rotor de la turboforeuse

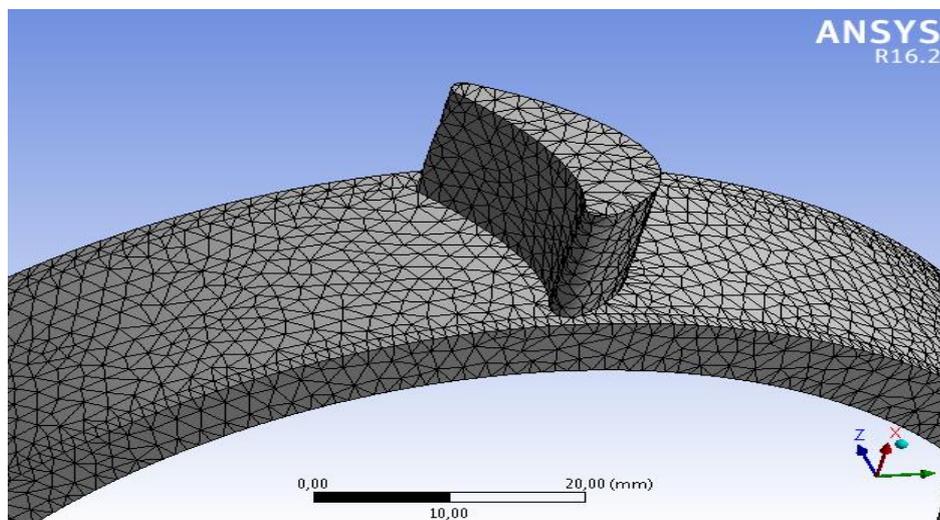


Fig. V.46.Le maillage de rotor

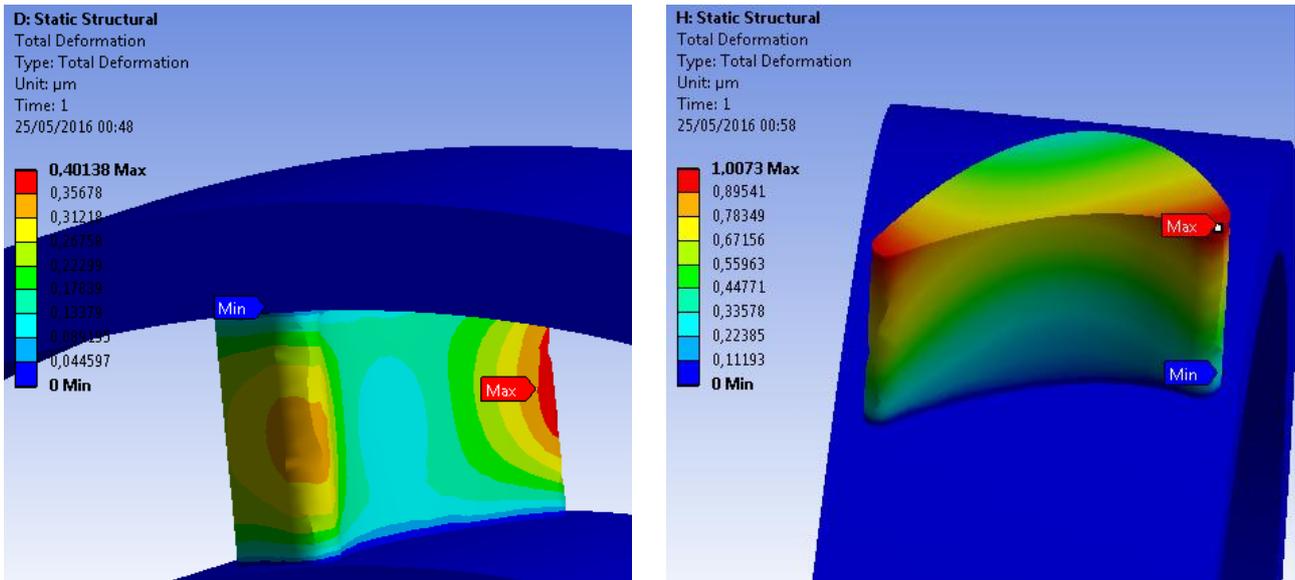


Fig. V.47. Les déplacements totale au niveau de l'aube de stator et rotor

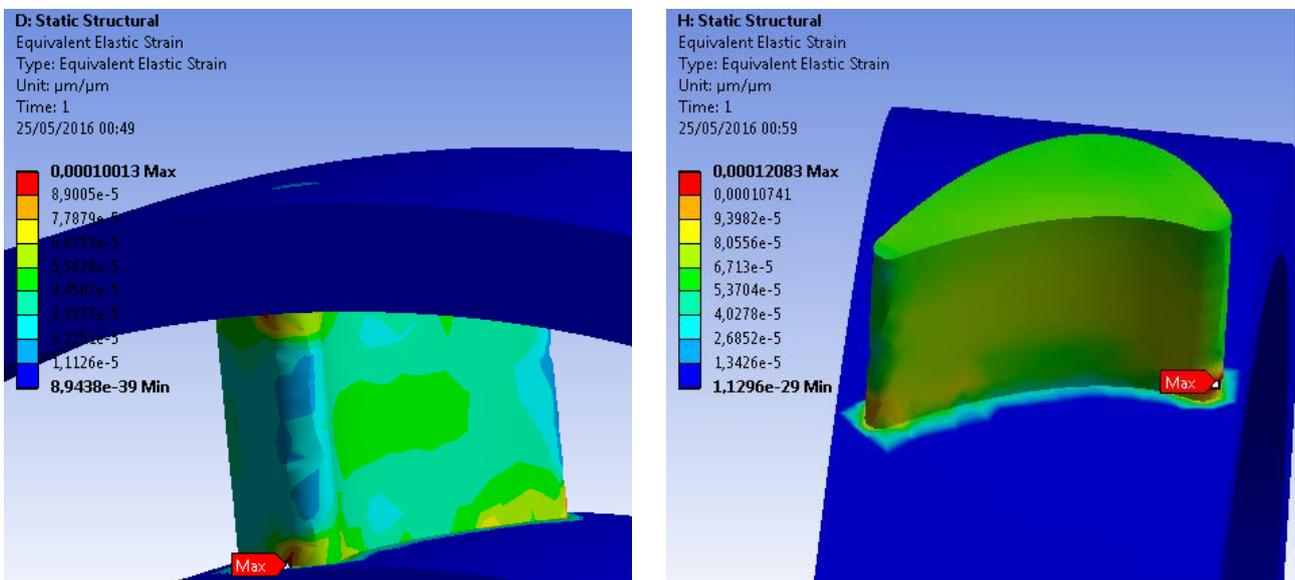


Fig. V.48. Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor

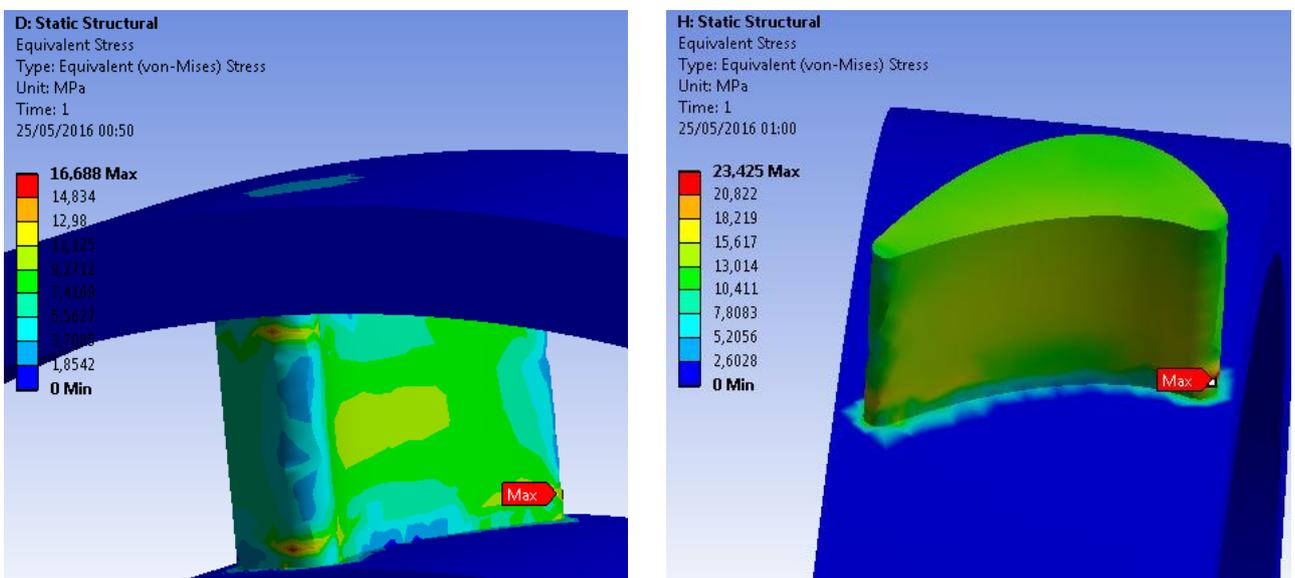


Fig. V.49. Les contraintes équivalent (Von-Misses) au niveau de l'aube de stator et rotor

Pour le stator, on voit que :

- Le déplacement est maximal au niveau de bord de fuite de l'aube et le bord d'attaque et sa valeur maximale $0.40138\mu\text{m}$.
- Les déformations relatives sont maximales au niveau de la partie inférieure de bord d'attaque avec une valeur maximale de $0.0001\ \mu\text{m}/\mu\text{m}$.
- Les contraintes équivalentes de Von-Mises sont maximales au niveau de la partie inférieure de bord de fuite avec une valeur de $16.68\ \text{MPa}$ et les contraintes au niveau de la surface latérale environ de $9.27\ \text{MPa}$.

Pour le rotor, on voit que :

- Le déplacement est maximal au niveau de la partie supérieure de bord de fuite et de bord d'attaque de l'aube et sa valeur maximale est $1.007\ \mu\text{m}$.
- Les déformations relatives sont maximales au niveau de la partie inférieure de bord d'attaque avec une valeur maximale de $0.00012\ \mu\text{m}/\mu\text{m}$.
- Les contraintes équivalentes de Von-Mises sont maximales au niveau de la partie inférieure de bord d'attaque avec une valeur de $23.42\ \text{MPa}$ et la surface latérale reçoit des contraintes de valeurs environ $13.01\ \text{MPa}$.

V.6. Etude d'érosion :

V.6.1. Définition :

Elle correspond à une dégradation de la surface sous l'effet d'impacts de particules, d'un jet, de gouttelettes, de l'action d'un écoulement turbulent ou des particules solides entraînées par un liquide ou un gaz qui heurtent la surface provoque une usure par érosion.

L'érosion dans notre cas est due à des particules solides (le sable) entraînées par l'écoulement frappe la surface des étages de la turboforeuse.

V.6.2. Introduction:

L'érosion de surface des matériaux par l'impact des particules solides est considérée comme un problème dans le domaine des turbomachines. Il est avantageux de contrôler le taux d'érosion, car cela conduira à contrôler de manière significative la durée de vie des aubes.

Une nouvelle simulation CFX-érosion est effectuée sur les aubes de stator et du rotor.

L'étude est basée sur l'émission des particules solides entraînées par l'écoulement de fluide de forage à travers la turboforeuse, les particules solides sont considérées comme des particules de sable, habituellement présenté dans la boue de forage.

ANSYS CFX a été utilisé pour simuler les trajectoires des particules et l'érosion consécutive sur la surface de moyeu (hub), de l'enveloppe (shroud) et la surface des aubes d'un seul étage.

L'étude de l'érosion se concentre sur la simulation et le calcul de la densité du taux d'érosion, c'est un paramètre important qui affecte la durée de service de la section puissance.

V.6.3. Méthodologie :

Un lien est activé entre les cellules TURBO-GRID du stator et rotor avec une nouvelle cellule de CFX-Erosion. (voir la figure V.1)

Le modèle de simulation utilisé est Grant-Tabakoff responsable de prédire le taux d'érosion locale E en fonction de la vitesse d'impact des particules et l'angle d'attaque (d'impact), Tabakof a indiqué expérimentalement que l'érosion d'un échantillon dépend principalement des angles d'impact des particules et de sa vitesse d'impact.

le même turbo -Mode est réalisée en considérant la pression à l'entrée 2000 PSI et le débit de l'écoulement 33.97 kg/s, la surface des aubes a une rugosité de 24 micromètre.

La morphologie des particules de sable est sélectionnée comme des particules entraînées par l'écoulement de la boue 'particle transport solid' qui provoque l'érosion, l'écoulement des particules est réalisé à l'aide du modèle de transport standard avec une dispersion turbulente, le nombre des particules est 313200, un diamètre 150 μm , une répartition uniforme 'uniform distribution' équidistants 'equally spaced', la densité de sable est 1620 kg/m^3 .

Le débit massique pour le sable est considéré d'environ 0.5% du débit massique de la boue, dans notre cas le débit massique de la boue est 33.97 kg/s, alors le débit massique des particules est $= 0.005 \times 33.97 = 0.16985 \text{ kg/s}$.

Le fluide est autorisé à influencer les trajectoires des particules mais les particules n'affectent pas le fluide, l'interaction est appelée influence unidirectionnel 'one-way coupling'.

V.6.4. Résultats :

Après avoir effectué la simulation de l'érosion, on a obtenu la distribution de taux d'érosion avec une valeur maximale : $4.942 \times 10^{-3} \text{ kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$, elle est remarquée au niveau de l'enveloppe de rotor (shroud).

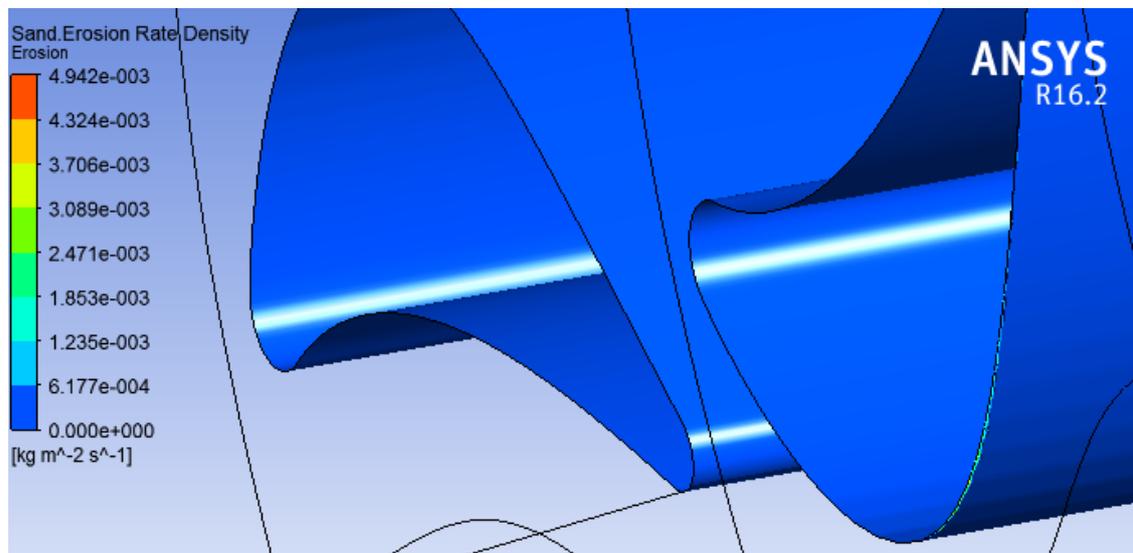


Fig. V.51. La distribution de l'érosion sur la surface des aubes de stator et de rotor

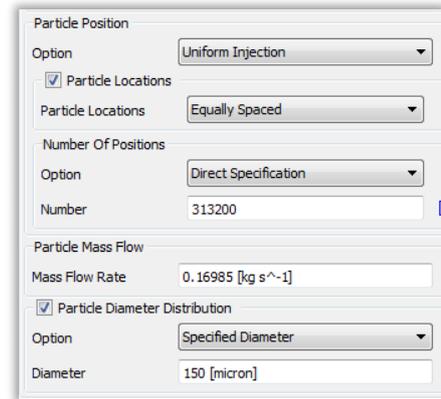


Fig. V.50. Les caractéristiques de sable dans l'écoulement

VI.1.Introduction :

Le concept général de ce chapitre sera concentré sur l'optimisation du comportement de la section motrice de la turboforeuse, en contrôlant la performance de ses étages, cette performance dépend fortement du profil des aubes dans le stator et le rotor de chaque étage, et leurs performances hydrauliques déterminent les caractéristiques de sortie de la turboforeuse.

VI.2.Le But du chapitre :

- 1) La diminution du nombre d'étages dans la section puissance avec une augmentation de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale pour le même débit.
- 2) Diminuer le nombre d'aube dans le stator et le rotor et diminuer le nombre d'étages dans la section puissance et fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins pour le même débit.
- 3) Diminuer la poussée axiale pour le même débit.

Afin de comprendre comment les objectifs du projet peuvent être atteints, nous avons besoin de savoir comment contrôler les actions suivantes:

- a) L'augmentation de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale pour le même débit.
- b) fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins.
- c) La diminution du nombre d'étages dans la section puissance.
- d) La diminution de la poussée axiale.

Le concept commence par prendre en compte l'étude d'un seul étage :

Le nombre initial d'étages : N_1

La chute de pression en un seul étage : H_1

La puissance de sortie d'un étage: P_1

$N_1.P_1$: La puissance totale générée par la turboforeuse.

$N_1.H_1$: La chute de pression totale dans la turboforeuse.

Soit :

P_2 : La nouvelle puissance générée par un étage.

N_2 : Le nouveau nombre d'étages.

H_2 : La nouvelle chute de pression en un seul étage.

$N_2.P_2$: La nouvelle puissance totale générée par la turboforeuse.

$N_2.H_2$: La nouvelle chute de pression totale dans la turboforeuse.

a) Augmenter de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale :

$$\text{Pour avoir même chute de pression totale : } N_2.H_2 = N_1.H_1 \quad \text{alors} \quad N_2 = \frac{N_1.H_1}{H_2} \quad (1)$$

$$\text{Afin d'augmenter la puissance totale de sortie : } N_2.P_2 \geq N_1.P_1 \quad (2)$$

L'insertion de l'équation (1) dans (2) donne :

$$\frac{N_1.H_1}{H_2} . P_2 \geq N_1.P_1 \quad \rightarrow \quad \frac{P_2}{H_2} \geq \frac{P_1}{H_1} \quad \rightarrow \quad \frac{P_2}{\rho.g.Q.H_2} \geq \frac{P_1}{\rho.g.Q.H_1}$$

Alors :

$$\boxed{\eta_2 \geq \eta_1}$$

b) Fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins :

$$\text{Pour avoir même puissance totale à la sortie : } N1.P2 = N2.P1 \quad \text{alors} \quad N2 = \frac{N1.P1}{P2} \quad (1)$$

$$\text{Pour diminuer la chute de pression totale : } N2.H2 \leq N1.H1 \quad (2)$$

L'insertion de l'équation (1) dans (2) donne :

$$\frac{N1.P1}{P2} . H2 \geq N1.H1 \quad \rightarrow \quad \frac{P2}{H2} \geq \frac{P1}{H1} \quad \rightarrow \quad \frac{P2}{\rho.g.Q.H2} \geq \frac{P1}{\rho.g.Q.H1}$$

Alors :

$$\eta2 \geq \eta1$$

c) La diminution du nombre d'étages dans la section puissance :

L'augmentation de la chute de pression (H2) ou la puissance générée (P2) en un seul étage conduit à diminuer le nombre d'étages total.

- Consommer même chute de pression totale :

$$N2 = \frac{N1.H1}{H2} \quad \text{si} \quad H2 \text{ augmente, } N2 \text{ Diminue.}$$

- Fournir même puissance totale:

$$N2 = \frac{N1.P1}{P2} \quad \text{si} \quad P2 \text{ augmente, } N2 \text{ Diminue.}$$

d) La diminution de la poussée axiale :

La poussée axiale dans la section puissance est due à la chute de pression à travers les rotors. Le rotor est relié à l'arbre de rotation et le stator est relié au corps de la turboforeuse,

La chute de pression au niveau de stator est absorbée par le corps et la chute de pression à travers le rotor est absorbée par des paliers axiaux.

La diminution de la poussée axiale entraîne une diminution de nombre de paliers axiaux, c'est un avantage pour la turboforeuse.

VI.3.Facteurs d'optimisations :

Afin de réaliser ces objectifs, les principales concentrations d'optimisation du profil de l'aube seront basées sur :

- 1) Le contrôle de la chute de pression en un seul étage à l'aide de calculs manuels et des simulations ANSYS.
- 2) Le contrôle de la vitesse de rotation de la turboforeuse.

VI.3.1.Le contrôle de la chute de pression en un seul étage :

D'après les calculs manuels (page 41-42), les équations finales concernant la chute de pression dans le stator et le rotor sont:

$$\Delta P_{\text{stator}} = \rho \cdot \frac{Cx^2}{2} [\tan^2 \alpha_2 - \tan^2 \alpha_1] + L1$$

$$\Delta P_{\text{rotor}} = \rho \cdot \frac{Cx^2}{2} [\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2] + L2$$

Contrôler la différence entre les angles d'entrée et de sortie de fluide à travers les aubes de l'étage (α_2 et α_1 au niveau de stator, β_3 et β_2 au niveau de rotor) nous permet de contrôler la chute de pression de chaque rangé selon les besoin de l'optimisation.

A partir de ces deux formules, on voit que si on veut augmenter la chute de pression à travers le stator et le rotor, on doit augmenter les angles α_2 et β_3 , qui sont les angles

caractéristiques de l'écoulement à la sortie de stator et de rotor respectivement (voir la figure IV.2 page 33).

Méthodologie :

On a vu que pour augmenter la chute de pression au niveau de stator ou de rotor, on doit augmenter les angles α_2 et β_3 , deux paramètres essentiels influent sur ces deux derniers angles :

- L'épaisseur de bord de fuite de l'aube.
- Les angles de profil (de bord de fuite) α_{2k} et β_{3k} .

a) L'épaisseur de bord de fuite de l'aube (TE Thickness) :

L'augmentation de l'épaisseur du bord de fuite de l'aube provoque une diminution de la section de sortie de stator (ou de rotor), ce qui entraîne une augmentation de la différence de pression entre l'entrée et la sortie de stator (ou de rotor).

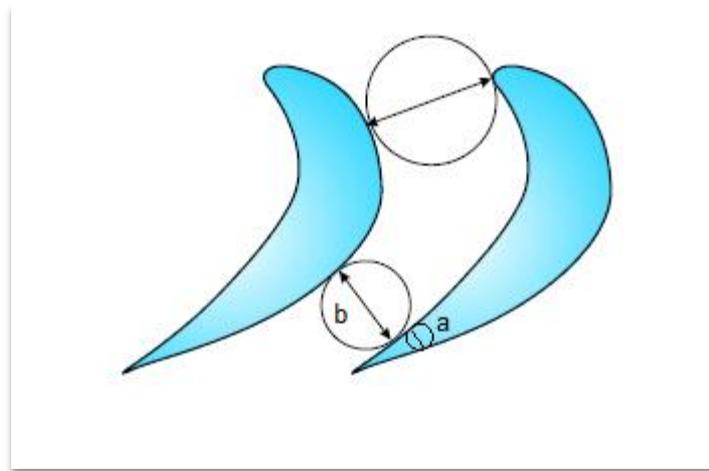


Fig.VI.1.deux aubes de stator

Si l'épaisseur 'a' augmente, la distance 'b' diminue et la chute de pression augmente. Lorsque l'épaisseur 'a' augmente, les angles de profil (angles géométriques de l'aube) α_{2k} et β_{3k} de bord de fuite de l'aube de stator et l'aube de rotor respectivement augmentent, ce qui entraîne une augmentation des angles α_2 et β_3 de l'écoulement. (figure VI.2)

b) Les angles de profil:

Une turbomachine est conçue pour qu'il y ait un accord de quasi égalité entre les angles de fuite de l'écoulement α_2 et β_3 et les angles des aubes α_{2k} et β_{3k} (angles géométriques de bord de fuite de l'aube), sachant que α_{2k} et β_{3k} sont les angles entre la ligne moyenne du profil et l'axe de rotation de la grille. L'augmentation de α_{2k} et β_{3k} provoque une augmentation des angles α_2 et β_3 .

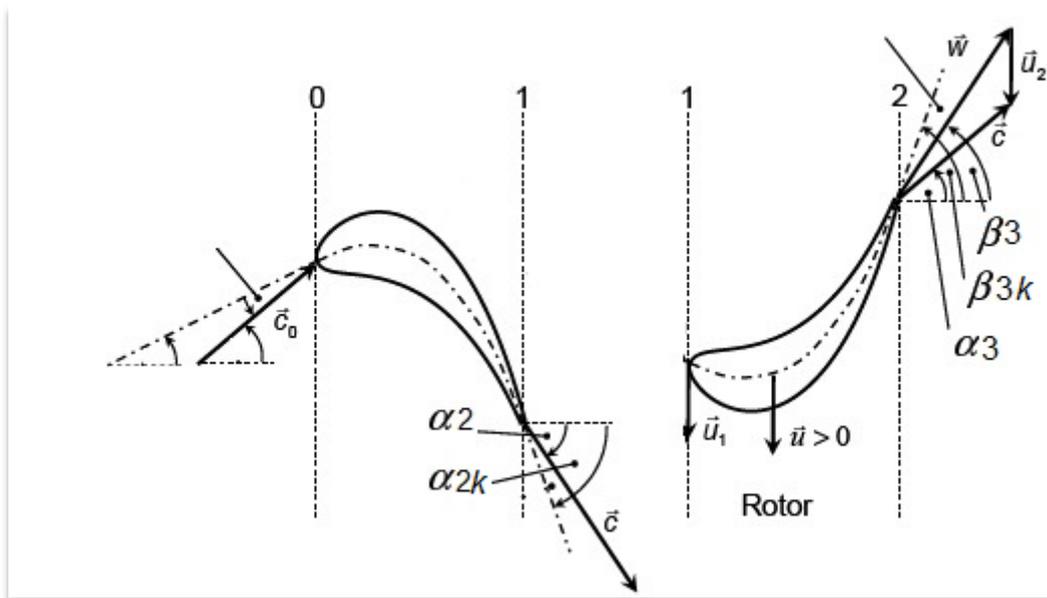


Fig.VI.2. les angles d'écoulement α_2 et β_3 et les angles des aubes α_{2k} et β_{3k}

VI.3.2. Le contrôle de la vitesse de rotation :

L'équation de la vitesse de rotation optimale (démonstration page 39):

$$N_{\text{opt}} = \frac{15C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot r_m}$$

Avec :

C_x : la vitesse axiale.

r_m : le rayon moyenne.

la vitesse de rotation optimale augmente avec l'augmentation des angles de l'écoulement α_2 et β_3 .

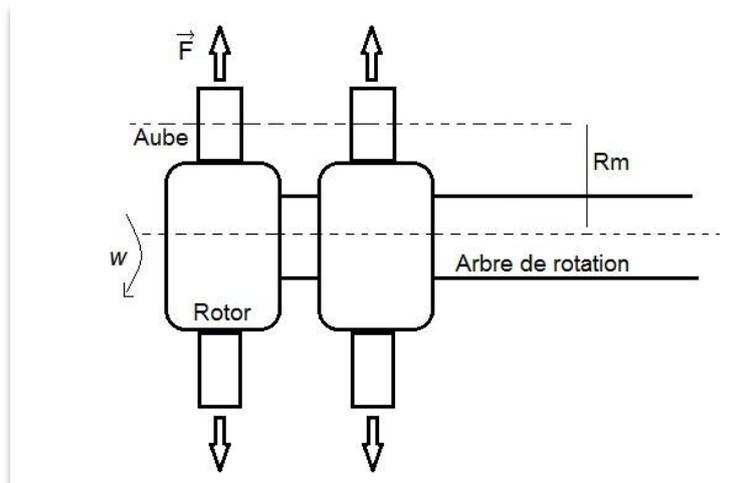
L'aube soumis à une force centrifuge : $F = m. \omega^2.r.m$

m : la masse de l'aube

ω : la vitesse angulaire $\omega = \left(\frac{\pi}{30} \right) . N$

La formule de cette force montre que l'augmentation excessive de la vitesse de rotation provoque une augmentation de la force centrifuge qui influe négativement sur les aubes de rotor qui vont supporter une charge plus grande, alors il faut contrôler la vitesse de rotation afin d'éviter l'endommagement des rotors de la turboforeuse.

Dans notre étude d'optimisation la vitesse de rotation va augmenter mais on doit éviter l'augmentation excessive de cette vitesse, on va essayer de garder la nouvelle vitesse de rotation dans la marge de sécurité fixée par le concepteur qui est 100 RPM, la vitesse de rotation initiale est 1000 RPM alors notre nouvelle vitesse de rotation ne doit pas dépasser 1100 RPM.



VI.3.La force affecte les aubes de rotor

VI.4.Première optimisation :

La première optimisation consiste à diminuer le nombre d'étage dans la section puissance avec une augmentation de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale pour le même débit.

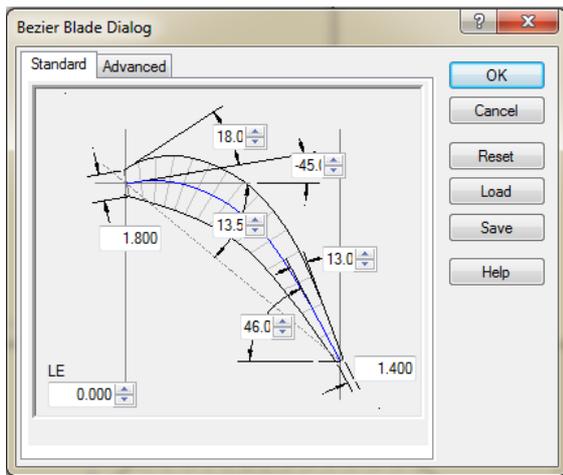
Pour réaliser cette optimisation il faut augmenter la chute de pression développée par l'étage. On effectue les mêmes modifications sur le stator et le rotor.

VI.4.1. Modification de la forme de l'aube :

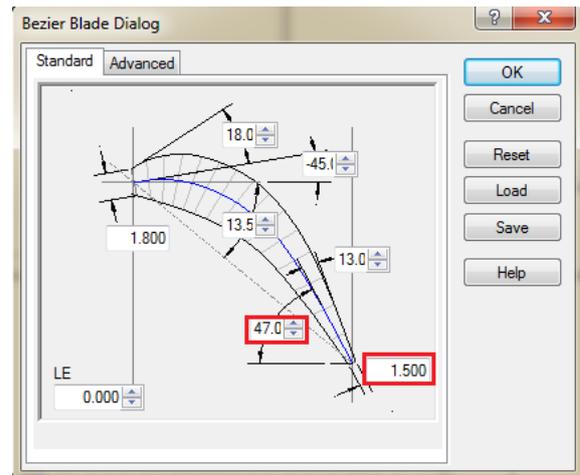
L'amélioration de la conception de l'aube commence au niveau de BLADGEN de stator et rotor, la modification de la chute de pression dépend de deux paramètres :

- L'épaisseur de bord de fuite de l'aube.
- Les angles de profil α_{2k} et β_{3k} .

L'augmentation de ces deux paramètres entraîne une augmentation de la chute de pression de l'étage.



VI.4. Caractéristiques de l'aube originale

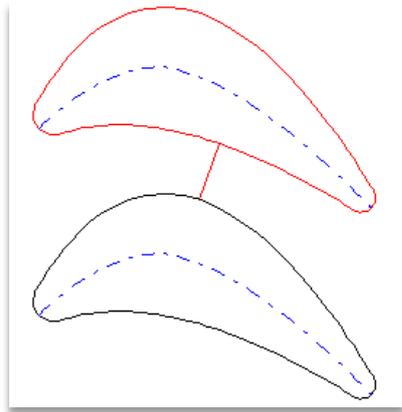


VI.5. Caractéristiques de nouvelle aube

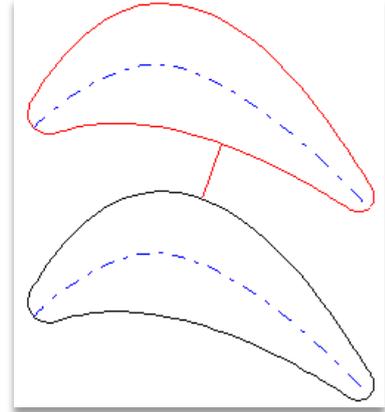
Dans cette modification :

- Nous avons augmenté les angles du bord de fuite de l'aube de stator α_{2k} et β_{3k} de rotor par 1 degré : $\alpha_{2k} = 46^\circ \rightarrow \alpha_{2k}' = 47^\circ$
- Nous avons augmenté aussi l'épaisseur de bord de fuite par 0.1 mm.

Comparaison entre les profils 2D des aubes originales et des nouvelles aubes conçues :



VI.6. Forme 2D des aubes originales



VI.7. Forme 2D des nouvelles aubes



VI.8. L'épaisseur de bord de fuite de l'originale et nouvelle aube

VI.4.2. Simulation :

On va réaliser la première simulation avec l'ancienne vitesse de rotation 1000 RPM
 Pour déterminer les angles de l'écoulement à la sortie de l'aube de stator et de rotor α_2 et β_3 ,
 afin de calculer la nouvelle vitesse de rotation N_{opt} :

$$\bullet \quad \tan \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_x} = \frac{6.59}{5.16} \quad \alpha_2 = 51.7^\circ$$

$$\bullet \quad \tan \beta_3 = \frac{W_{3u}}{C_x} = \frac{7.01}{5.11} \quad \beta_3 = 53.8^\circ$$

$$N_{opt} = \frac{15 C_x \cdot (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3)}{\pi \cdot r \cdot m} = 1054 \text{ RPM}$$

Maintenant on effectue une nouvelle simulation avec cette vitesse de rotation 1054 RPM,
 pour avoir la performance de la nouvelle turboforeuse.

Les résultats de CFX :

Mass Averages			
Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Pressure	1.37682e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36768e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993357102531413
Total Pressure	1.37895e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36976e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993334778395342

Results	
Torque (one blade row)	0.470031 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	14.1009 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1556.39 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.249323
Unit Discharge	2.7519 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	105.4 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.828634
Total Head	-7.82825 m

OK

VI.9. Rapport de CFX

Après la comparaison de ces résultats avec les résultats de l'entreprise pour une même chute de pression totale nous avons obtenu:

- 1) Le nouveau nombre d'étages : $N_2 = 92$ étage
- 2) L'augmentation de la puissance à la sortie : 4.6 %
- 3) L'augmentation de rendement hydraulique : 2.97%

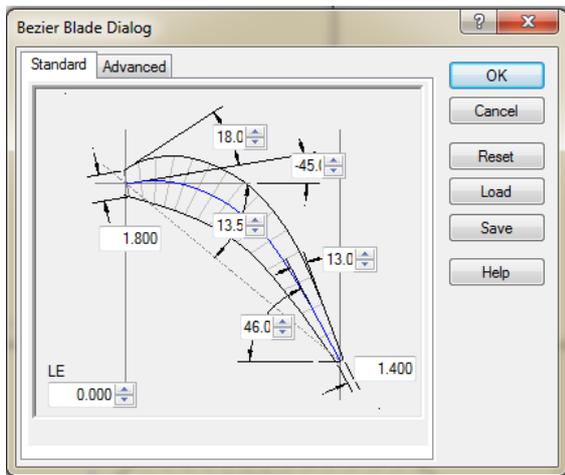
VI.5. Deuxième optimisation :

La deuxième optimisation utilise le même principe de la première optimisation qui est la diminution du nombre d'étages dans la section puissance avec une augmentation de la puissance totale à la sortie à une même chute de pression totale pour le même débit.

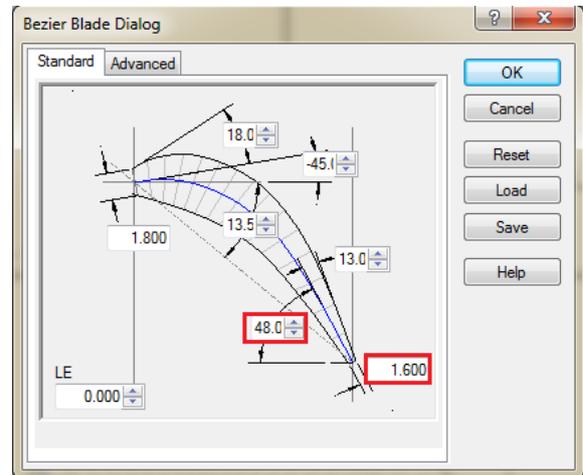
La deuxième optimisation a pour but de diminuer le nombre d'étage plus que la première optimisation.

VI.5.1.Modification de la forme de l'aube :

Comme précédemment, pour augmenter la chute de pression en un seul étage on influe sur deux paramètres : l'épaisseur de bord de fuite de l'aube et les angles de profil α_{2k} et β_{3k} .



VI.10.Caractéristiques de l'aube originale

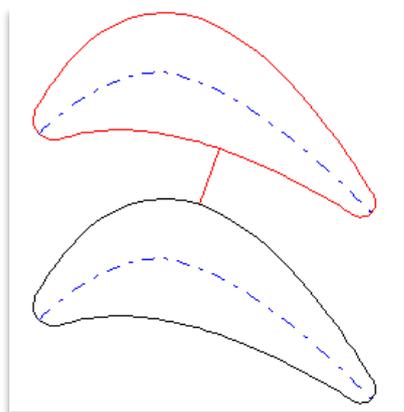


VI.11.Caractéristiques de l'aube originale

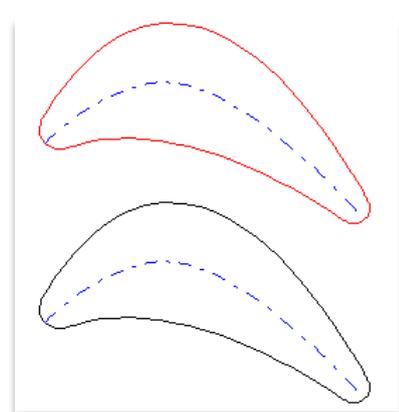
Dans cette modification :

- a) Nous avons augmenté les angles du bord de fuite de l'aube de stator α_{2k} et β_{3k} de rotor par 2 degré : $\alpha_{2k} = 46 \rightarrow \alpha_{2k}' = 48^\circ$
- b) Nous avons augmenté aussi l'épaisseur de bord de fuite par 0.2 mm.

Comparaison entre les profils 2D des aubes originales et des nouvelles aubes conçues :



VI.12.Forme 2D des aubes originales



VI.13.Forme 2D des nouvelles aubes



VI.14. L'épaisseur de bord de fuite de l'originale et nouvelle aube

VI.5.2. Simulation :

On va réaliser la première simulation avec l'ancienne vitesse de rotation 1000 RPM
 Pour déterminer les angles de l'écoulement à la sortie de l'aube de stator et de rotor α_2 et β_3 ,
 afin de calculer la nouvelle vitesse de rotation N_{opt} :

$$\bullet \quad \tan \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_x} = \frac{6.92}{5.17} \quad \alpha_2 = 53.06^\circ$$

$$\bullet \quad \tan \beta_3 = \frac{W_{3u}}{C_x} = \frac{7.34}{5.11} \quad \beta_3 = 55.03^\circ$$

$$N_{opt} = \frac{15 C_x \cdot (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3)}{\pi \cdot r \cdot m} = 1102 \text{ RPM}$$

Maintenant on effectue une nouvelle simulation avec cette vitesse de rotation 1102 RPM,
 pour avoir la performance de la nouvelle turboforeuse.

Les résultats de CFX :

Mass Averages			
Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Pressure	1.37683e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36683e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.992738082830335
Total Pressure	1.37895e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36896e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.992756371026441

Results	
Torque (one blade row)	0.496035 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	14.881 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1717.29 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.238459
Unit Discharge	2.75185 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	110.2 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.878491
Total Head	-8.5076 m

OK

VI.15.Rapport de CFX

Après la comparaison de ces résultats avec les résultats de l'entreprise pour une même chute de pression totale nous avons obtenu:

- 1) Le nouveau nombre d'étages : $N_2 = 85$ étage
- 2) L'augmentation de la puissance à la sortie : 6.5 %
- 3) L'augmentation de rendement hydraulique : 3.88%

Remarque :

Si on augmente l'angle du bord de fuite plus de 48°, la vitesse de rotation de la turboforeuse augmente de façon significative et dépasse 1200 RPM.

Nous avons dit précédemment que l'augmentation excessive de la vitesse de rotation provoque une augmentation de la force centrifuge qui influe négativement sur les aubes de rotor qui vont supporter une charge plus grande, alors il faut contrôler la vitesse de rotation afin d'éviter l'endommagement des rotors de la turboforeuse, il faut pas dépasser 1100 RPM, c'est une limite fixée par le concepteur.

Puisque la vitesse de rotation présente une contrainte qu'il faut la respecter, nous avons pensé à utiliser d'autre méthode dans l'optimisation de la section puissance, maintenant on va jouer sur un autre paramètre qui est le nombre d'aube.

On va diminuer le nombre d'aube, puisque la diminution de nombre d'aubes provoque une diminution des performances de la turboforeuse (chute de pression diminue et la puissance diminue) cette diminution de nombre d'aubes sera accompagnée par une modification de la forme de l'aube pour avoir les mêmes caractéristiques données par l'entreprise.

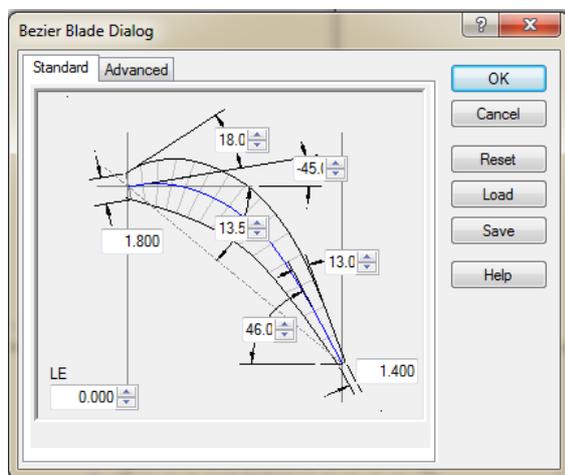
VI.6. Troisième optimisation :

La troisième optimisation consiste à diminuer le nombre d'aube dans le stator et le rotor et diminuer le nombre d'étages dans la section puissance et fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins pour le même débit.

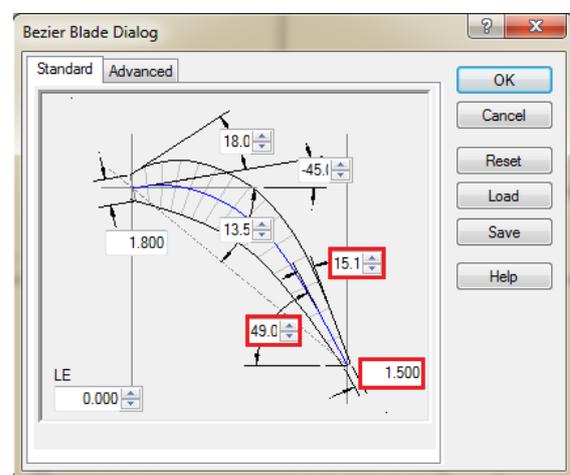
Cette optimisation a pour but aussi de diminuer la poussée axiale de la turbine par la diminution de la chute de pression totale.

VI.6.1. Modification de la forme de l'aube :

Lorsqu'on diminue le nombre d'aubes, les performances de la turboforeuse diminuent alors il y a nécessité de changer la forme de l'aube pour obtenir les mêmes caractéristiques données par l'entreprise (chute de pression, couple et puissance).



VI.16. Caractéristiques de l'aube originale



VI.17. Caractéristiques de nouvelle aube

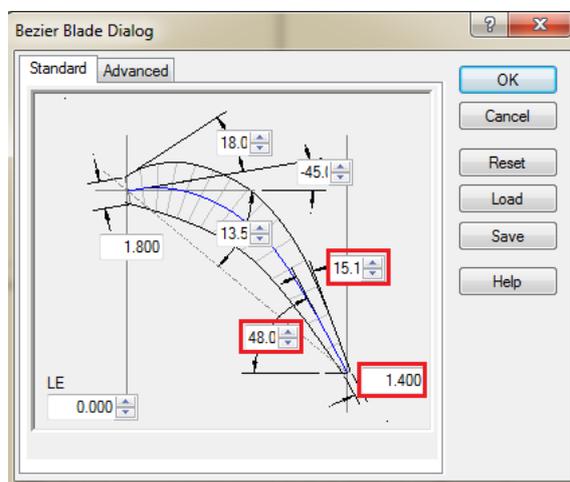
Dans cette modification :

- Nous avons augmenté les angles du bord de fuite de l'aube de stator α_{2k} et β_{3k} de rotor par 3 degré : $\alpha_{2k} = 46 \rightarrow \alpha_{2k}' = 49^\circ$
- Nous avons augmenté aussi l'épaisseur de bord de fuite par 0.1 mm.
- Nous avons augmenté aussi l'épaisseur entre la ligne moyenne et l'extrados par 2.1 mm

Remarque :

Avant de faire la troisième optimisation, on a diminué le nombre d'aube de 30 à 26 avec la même forme d'aube initiale, par conséquent la puissance et le couple du turboforeuse diminue, alors nous avons modifié la forme de l'aube pour arriver au même caractéristiques donner par l'entreprise.

L'étage qui possède un stator et rotor de 26 aubes et nous donne les mêmes caractéristiques données de l'entreprise est caractérisé par une aube qui a la forme suivante :



VI.18. Caractéristiques de nouvelle aube
(stator et rotor avec 26 aube)

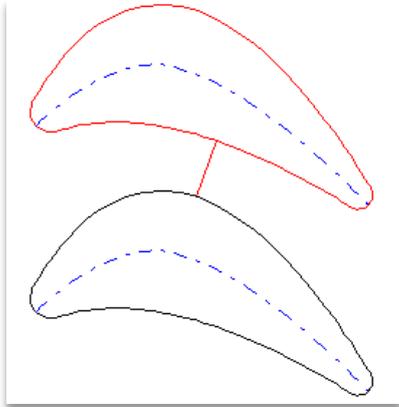
Results	
Torque (one blade row)	0.511674 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	13.3035 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1393.14 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.262786
Unit Discharge	2.75189 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	100 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.671684
Total Head	-6.75269 m

VI.19. Rpport de CFX

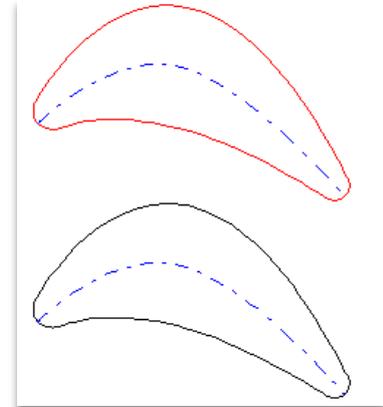
Cette forme d'aube est avantageux, elle nous donne une même puissance donnée par l'entreprise à une chute de pression totale moins.

A partir de cette forme nous avons fait la 3em et la 4em optimisation.

Comparaison entre les profils 2D des aubes originales et des nouvelles aubes conçues :



VI.20. Forme 2D des aubes originales



VI.21. Forme 2D des nouvelles aubes

VI.6.2. Simulation :

On va réaliser la première simulation avec l'ancienne vitesse de rotation 1000 RPM
 Pour déterminer les angles de l'écoulement à la sortie de l'aube de stator et de rotor α_2 et β_3 ,
 afin de calculer la nouvelle vitesse de rotation N_{opt} :

$$\bullet \quad \tan \alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_x} = \frac{6.54}{5.16} \quad \alpha_2 = 51.5^\circ$$

$$\bullet \quad \tan \beta_3 = \frac{W_{3u}}{C_x} = \frac{7.34}{5.11} \quad \beta_3 = 54^\circ$$

$$N_{opt} = \frac{15 C_x \cdot (\tan \alpha_2 + \tan \beta_3)}{\pi \cdot r \cdot m} = 1054 \text{ RPM}$$

Maintenant on effectue une nouvelle simulation avec cette vitesse de rotation 1054 RPM,
 pour avoir la performance de la nouvelle turboforeuse.

Les résultats de CFX :

Mass Averages

Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Pressure	1.37683e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.3683e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993801556401864
Total Pressure	1.37895e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.37037e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.99377627950424

Results

Torque (one blade row)	0.536288 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	13.9435 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1539.01 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.24932
Unit Discharge	2.75186 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	105.4 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.700715
Total Head	-7.30972 m

OK

VI.22.Rapport de CFX

Après la comparaison de ces résultats avec les résultats de l'entreprise pour une même puissance totale à la sortie avec une chute de pression totale moins nous avons obtenu :

- 1) Le nouveau nombre d'étages : $N_2 = 88$ étage
- 2) La diminution de la chute de pression : 11 %
- 3) L'augmentation de rendement hydraulique : 6.5 %

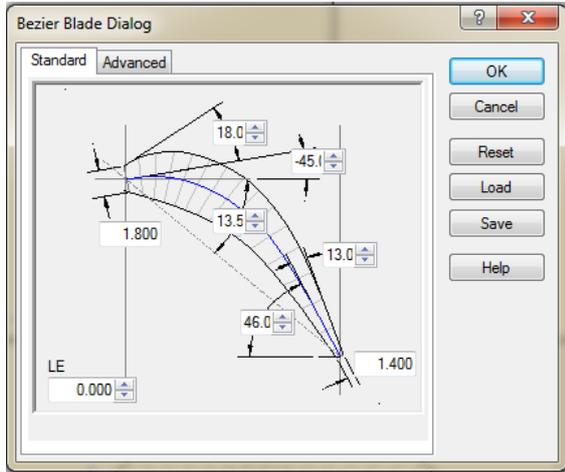
VI.7.La quatrième optimisation :

La quatrième optimisation utilise le même principe de la troisième optimisation qui est la diminution du nombre d'aube dans le stator et le rotor et diminuer le nombre d'étages dans la section puissance et fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins pour le même débit.

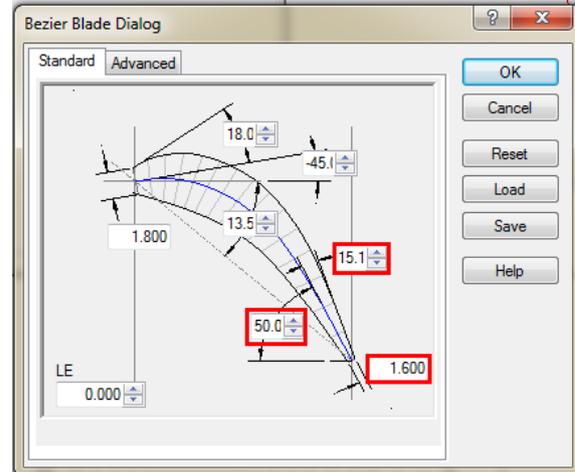
Cette optimisation a pour but aussi de diminuer la poussée axiale de la turbine par la diminution de la chute de pression totale.

VI.7.1.Modification de la forme de l'aube :

Comme précédemment, pour augmenter la chute de pression en un seul étage on influence sur deux paramètres : l'épaisseur de bord de fuite de l'aube et les angles de profil α_{2k} et β_{3k} .



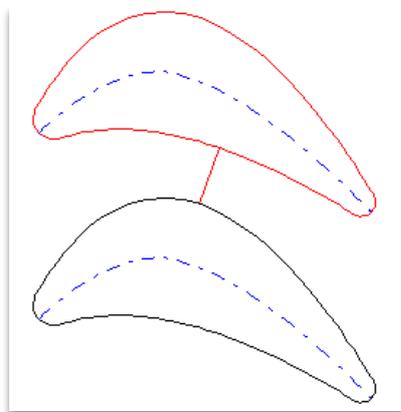
VI.23.Caractéristiques de l'aube originale



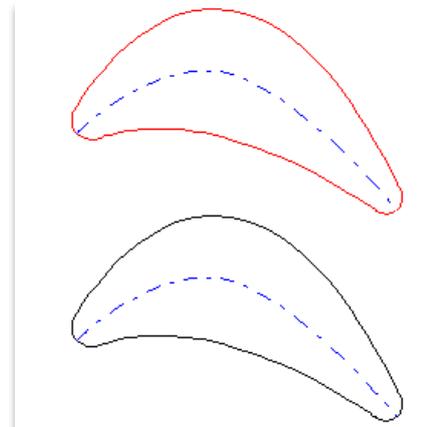
VI.24.Caractéristiques de nouvelle aube

- a) Nous avons augmenté les angles du bord de fuite de l'aube de stator α_{2k} et β_{3k} de rotor par 4 degré : $\alpha_{2k} = 46 \rightarrow \alpha_{2k}' = 50^\circ$
- b) Nous avons augmenté aussi l'épaisseur de bord de fuite par 0.2 mm.

Comparaison entre les profils 2D des aubes originales et des nouvelles aubes conçues :



VI.25.Forme 2D des aubes originales



VI.26.Forme 2D des nouvelles aubes

VI.7.2.Simulation :

On va réaliser la première simulation avec l’ancienne vitesse de rotation 1000 RPM
 Pour déterminer les angles de l’écoulement à la sortie de l’aube de stator et de rotor α_2 et β_3 ,
 afin de calculer la nouvelle vitesse de rotation N_{opt} :

- $\tan\alpha_2 = \frac{C_{2u}}{C_x} = \frac{6.82}{5.16} \quad \alpha_2 = 53.8^\circ$

- $\tan\beta_3 = \frac{W_{3u}}{C_x} = \frac{7.39}{5.12} \quad \beta_3 = 55.2^\circ$

$$N_{opt} = \frac{15C_x \cdot (\tan\alpha_2 + \tan\beta_3)}{\pi \cdot r \cdot m} = 1104 \text{ RPM}$$

Maintenant on effectue une nouvelle simulation avec cette vitesse de rotation 1104 RPM,
 pour avoir la performance de la nouvelle turboforeuse.

Les résultats de CFX :

Mass Averages

Quantity	Inlet	Outlet	Ratio (Out/In)
Pressure	1.37683e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.3676e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993292498516158
Total Pressure	1.37895e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	1.36972e+007 kg m ⁻¹ s ⁻²	0.993308750381268

Results

Torque (one blade row)	0.557204 kg m ² s ⁻²
Torque (all blades)	14.4873 kg m ² s ⁻²
Power (all blades)	1674.89 kg m ² s ⁻³
Discharge Coefficient	0.238046
Unit Discharge	2.75206 s ⁻¹
Unit Rot. Speed	110.4 s ⁻¹ rad
Efficiency From Power	0.736249
Total Head	-7.85883 m

OK

VI.27.Rapport de CFX

Après la comparaison de ces résultats avec les résultats de l'entreprise pour une même puissance totale à la sortie avec une chute de pression totale moins nous avons obtenu:

- 1) Le nouveau nombre d'étages : $N_2 = 81$ étage
- 2) La diminution de la chute de pression : 11.93 %
- 3) L'augmentation de rendement hydraulique : 7.28 %

Conclusion :

La meilleure optimisation est :

Diminuer le nombre d'aube dans le stator et le rotor et diminuer le nombre d'étages dans la section puissance et fournir une même puissance totale à la sortie à une chute de pression totale moins pour le même débit.

Cette amélioration de la conception de l'aube permet d'optimiser l'énergie hydraulique d'une part c'est-à-dire la diminution de la pression pompée à partir de la surface, et d'autre part la diminution de la poussée axiale qui entraîne une diminution du nombre de paliers axiaux, c'est un avantage pour la turboforeuse.

VI.8. Etude structurel:

Dans cette partie on va étudier la distribution des contraintes, déplacement et déformation sur la surface de l'aube après la première optimisation.

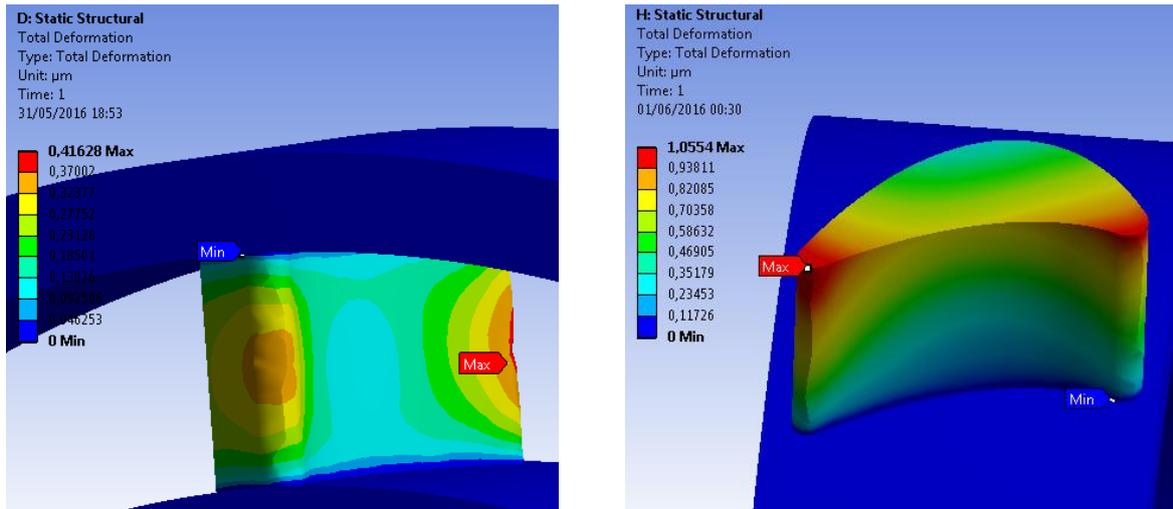


Fig. V.28. Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor

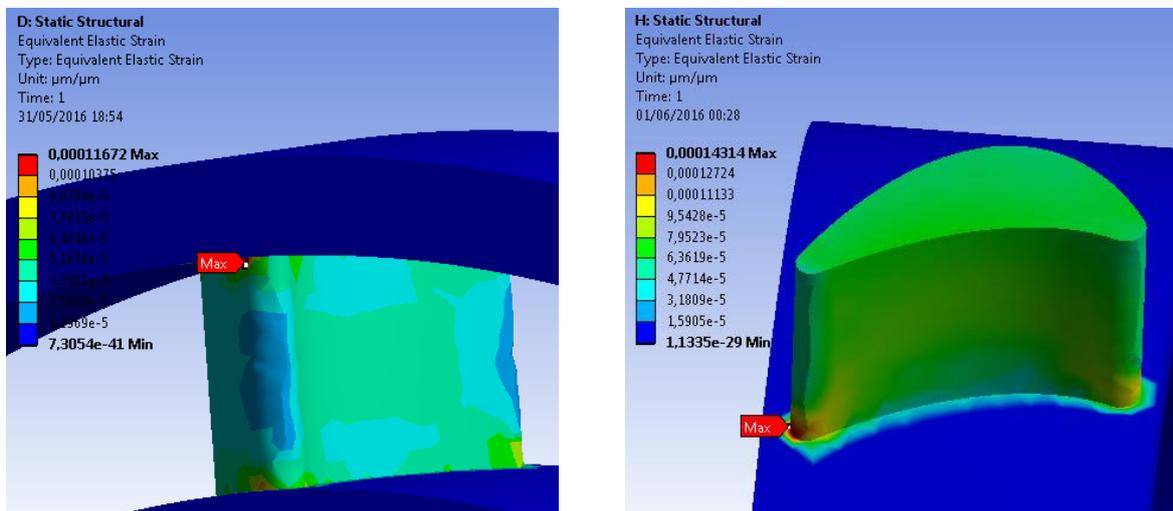


Fig. V.29. Les déformations au niveau de l'aube de stator et rotor

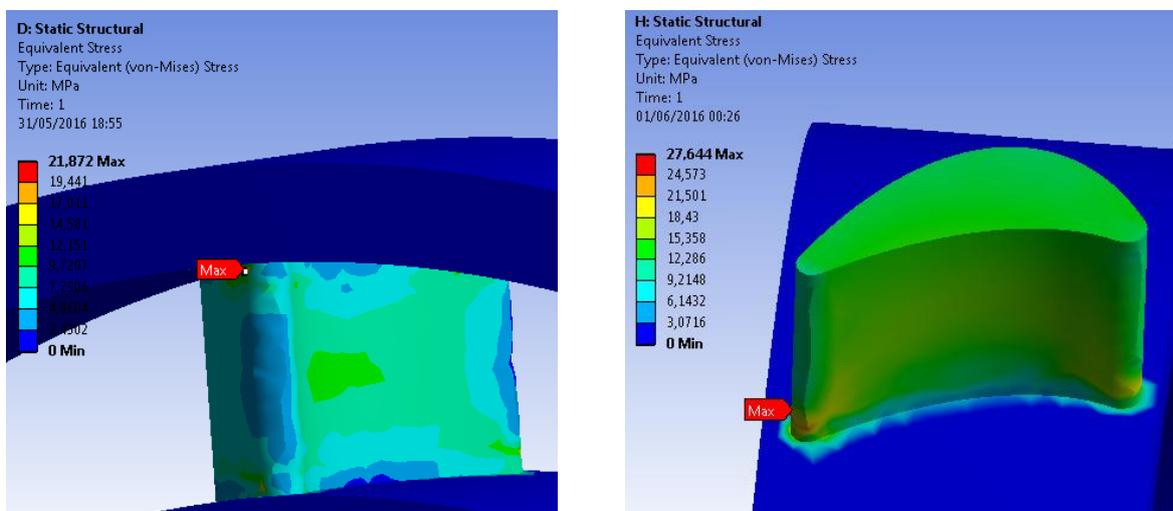


Fig. V.30. Les contraintes équivalent (Von-Misses) au niveau de l'aube de stator et rotor

On voit qu'après la première optimisation les contraintes, les déplacements et les déformations augmentent et cela due à l'augmentation de la chute de pression à travers l'étage.

On donne une solution pour diminuer les contraintes, les déplacements et les déformations au niveau de stator.

On propose de faire un arrondi de 1 mm au niveau de contact l'aube de stator avec le moyeu (hub) et l'enveloppe (shroud).

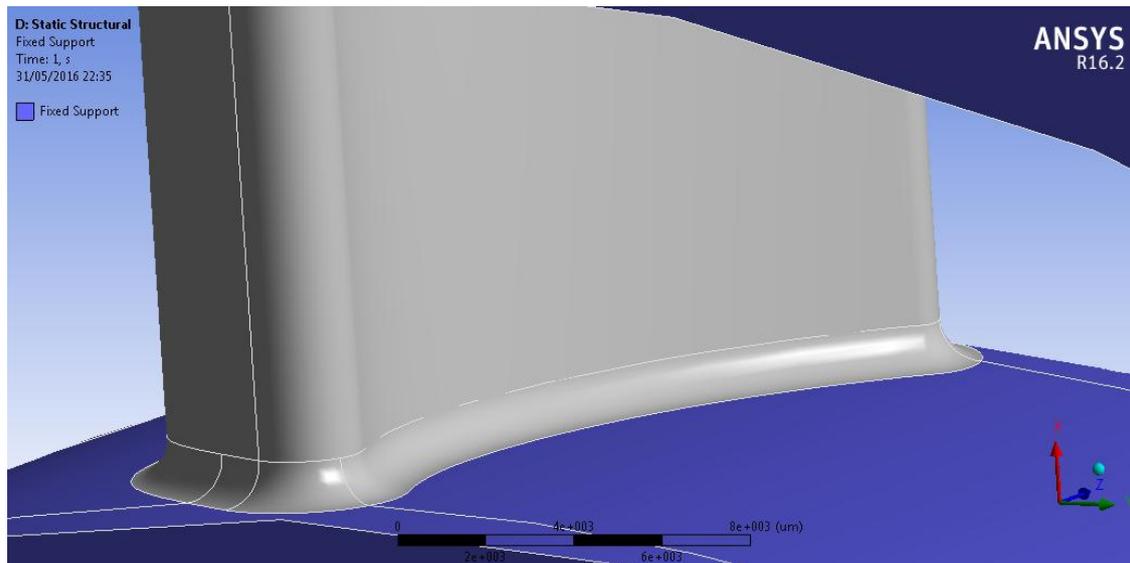


Fig. V.31. Un arrondi de 1 mm au niveau de contact de l'aube avec le moyeu (hub)

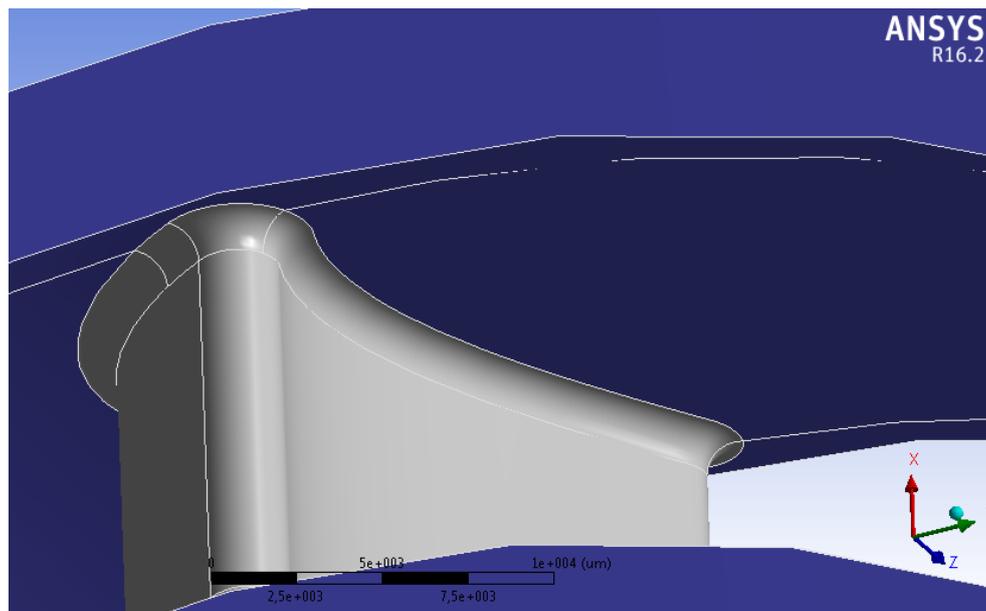


Fig. V.32. Un arrondi de 1 mm au niveau de contact de l'aube avec l'enveloppe (shroud)

Résultats:

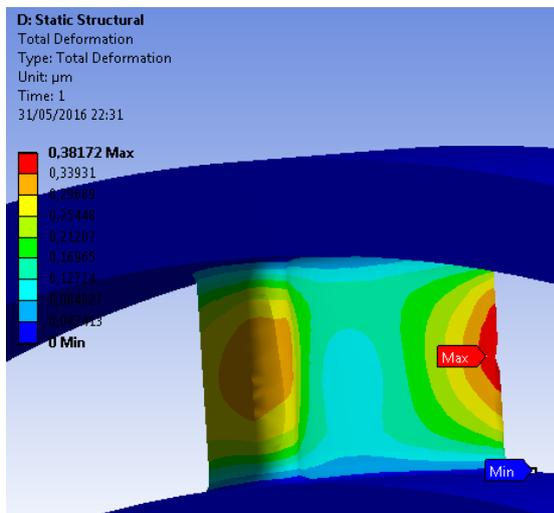


Fig. V.32. Les déformations au niveau de l'aube stator avec un arrondi de 1mm

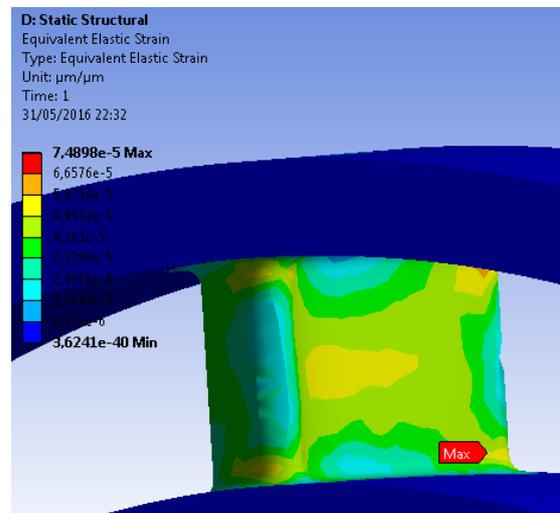


Fig. V.33. Les déformations au niveau de l'aube de rotor avec un arrondi de 1mm

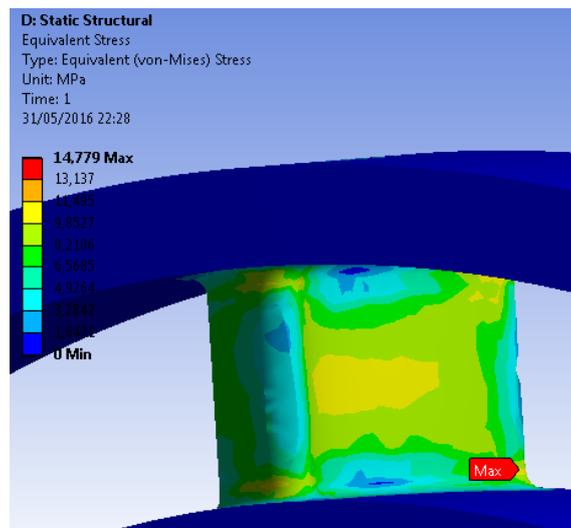


Fig. V.34. Les contraintes au niveau de l'aube de stator

On voit clairement que les contraintes, déplacements et les déformations sur la surface de l'aube après la réalisation d'un arrondi de 1 mm diminuent. La présence d'un arrondi au niveau du contact de l'aube avec le moyeu et l'enveloppe est avantageuse car grâce à l'arrondi les concentrations de contrainte diminuent.

Remarque :

Nous avons fait un arrondi au niveau de l'aube de rotor mais les contraintes restent les mêmes.

Nous allons continuer cette étude avec des recherches futures plus approfondis.

Conclusion générale :

A) Conception et simulation de la section puissance :

ANSYS et les calculs manuels nous donnent des résultats identiques avec celles donnée par l'entreprise, ce qui confirme que notre conception à l'étage de la turboforeuse est réalisée avec succès.

B) Amélioration de performance de la turboforeuse :

1) Première optimisation :

La conception d'une section de puissance qui travail avec 92% de nombre d'étage et offre une augmentation de puissance de 4.6 % à une même chute de pression pour le même débit avec l'augmentation de rendement hydraulique par 2.97%.

2) Deuxième optimisation :

La conception d'une section de puissance qui travail avec 85% de nombre d'étage et offre une augmentation de puissance de 6.5 % à une même chute de pression pour le même débit avec l'augmentation de rendement hydraulique par 3.88%.

3) Troisième optimisation :

La conception d'une section de puissance qui travail avec 88% de nombre d'étage et offre la même puissance avec une diminution de la chute de pression par 11% pour le même débit avec l'augmentation de rendement hydraulique par 6.5%.

4) Quatrième optimisation :

La conception d'une section de puissance qui travail avec 81% de nombre d'étage et offre la même puissance avec une diminution de la chute de pression par 11.93% pour le même débit avec l'augmentation de rendement hydraulique par 7.28%.

- 5) La troisième et la quatrième optimisation offre une diminution de la poussée axiale grâce à la diminution de la chute de pression ce qui entraîne une diminution de nombre de paliers axiaux, c'est un avantage pour la turboforeuse.

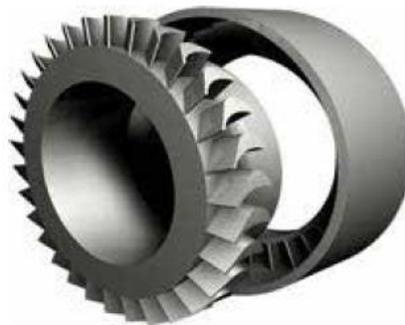
Bibliographie :

- 1) Standard Handbook of Petroleum & Natural Gas Engineering 2nd edition.
wilyzmsC.Lyons – Gary j.Plisga
- 2) Turbodrill Basics Manual - NEYFOR -6June 2004.
David Truax - Bill Wamsley.
- 3) Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.
S.L. DIXON and C.A.HALL
- 4) Principles of Turbomachinery. second edition
R.K. Turton
- 5) Tribologie principes et materiaux
SAID BENSAADA- M.T.BOUZIANE
- 6) Drilling-Engineering-Workbook-Baker-Hughes-INTEQ
- 7) ANSYS-Workbench platform.
- 8) Engineering Analysis with ANSYS Software.
- 9) Turbodrill design and performace analysis.
A. Mokramian- V. Rasouli
- 10) Turbodrill flow investigation through small turbodrill for optimal performance
Mechanical Engineering Research, Published by Canadian Center of Science and
Education
- 11) Théorie des turbomachines.
M.reggio et JY.Tripanier

Annexes :



Etage de turboforeuse



Etage de turboforeuse

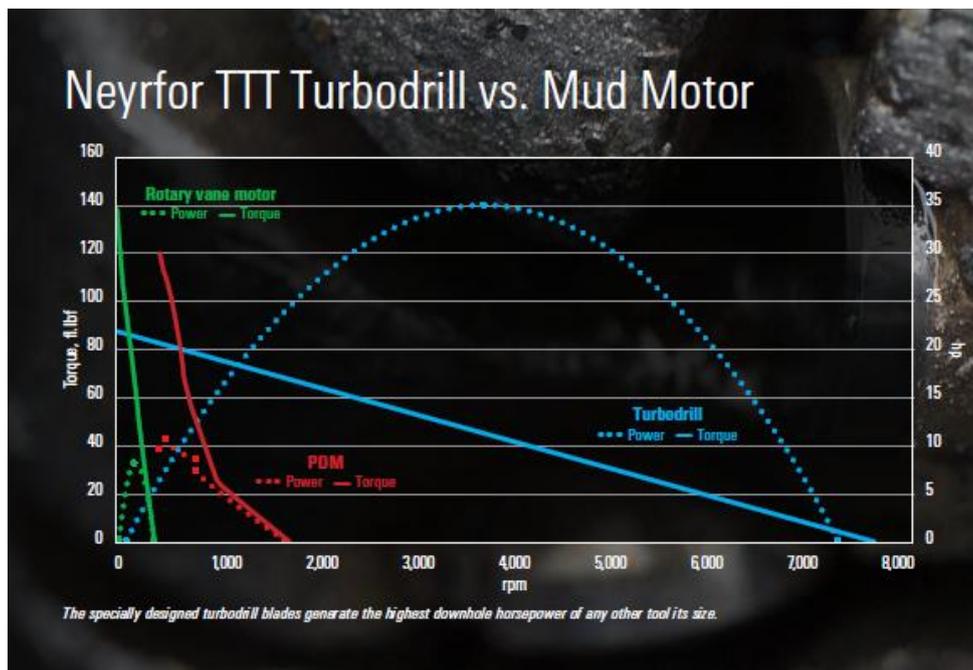
Rig Capabilities

Power at Bit

Mud Weight	Torque at Bit	Blade Type	Power Section Configuration		
			T1	TSH	T2
	MK1		Stages = 86 RPM=1172 Torque=670 ft-lb Hp = 149	Stages = 112 RPM = 1172 Torque = 847 ft-lb Hp = 189	Stages = 172 RPM=1172 Torque=1255 ft-lbs Hp = 280
			Stages = 75 RPM=1000 Torque=745 ft-lbs Hp = 142	Stages = 100 RPM = 1000 Torque = 961 ft-lb Hp = 183	Stages = 100 RPM=1000 Torque=1391 ft-lbs Hp = 265
		MK2	Stages = 50 RPM=1452 Torque=750 ft-lbs Hp = 207	Stages = 100 RPM = 1452 Torque = 1430 ft-lb Hp = 395	NA

Turbine power values calculated at, 10ppg OBM, 450gpm (nominal),

Les différents types de la turboforeuse



Comparaison entre la turboforeuse et le PDM