

يملعنا ثحبنا و يلاعنا ميلعتنا قرارو



BADJI MOKHTAR-ANNABA UNIVERSITY  
UNIVERSITE BADJI MOKHTAR-ANNABA

جامعة باجي مختار – عنابة

Faculté des Sciences de l'Ingénieur  
Département de Génie Mécanique

## THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de Master 02

# Etude comparative par simulation de deux aubes de turbine à vapeur

Option :

Mécanique des Matériaux

Par :

SAMI BOUTERRA

DIRECTEURE DE THESE : Mme. Daas MCA ESTI Annaba

DEVANT LE JURY :

Pr HAMADACHE HAMIDE  
Pr ZEMMOURI ZAHIA  
Dr MERABTINE ABDRAHMANE  
Dr MENAIL YOUNES

Année : 2016/2017

*Sans toi je n'aurais été qu'un voilier à la dérive, je te  
dédie ce travail ...mon école.*

## **Remerciements :**

*A tous ceux qui m'ont encouragé, cru en moi et supporté je vous dis merci.*

*Aux employés de la section maintenance à Fertial qui m'ont offert un accueil des plus chaleureux, merci pour votre aide Mounir et Naima.*

*Un éloge spécial pour de mon encadreur Mme Daas .D merci pour vos précieux conseils et vos efforts.*

<b>Liste des figures</b>	
<b>liste des tableaux</b>	
<b>Résumé</b>	
<b>Introduction générale</b>	

## **CHAPITRE I : Généralités sur les turbomachines**

I. Introduction.....	1
I.1. Historique.....	1
I.2. Présentation de Fertial.....	1
I.2.1. Production de l'entreprise .....	2
I.2.2. Exportation .....	3
I.2.3. Missions de l'entreprise .....	3
I.3. La turbine du compresseur 105JT.....	4
I.4. Les turbomachines.....	5
I.4.1. Turbine à vapeur .....	6
I.4.1.1. Définition .....	6
I.4.1.2. Types des turbines à vapeur .....	6
I.4.1.3 Composants de la turbine .....	6
I.4.1.4. Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur .....	7
I.4.1.5. Avantages et inconvénients des turbines à vapeur :.....	9
I.4.2. Turbine à gaz .....	9
I.4.2.1. Principales applications .....	10
I.4.2.2. Principe de fonctionnement .....	11
I.4.2.3. Différents types de turbine à gaz .....	11
I.4.2.4. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :.....	12
I.4.2.5. Conclusion .....	13

## **CHAPITRE II : La turbine à vapeur**

II. Introduction.....	14
II.1. Turbine à vapeur.....	15
II.1.1. Théorème d'Euler.....	15
II.1.2. Triangles des vitesses.....	16
II.2. Composition d'une turbine.....	18
II.2.1. Conception d'une grille d'aube.....	18
II.2.2. Géométrie des aubes.....	19
II.2.3. Différentes formes de grilles d'aubes .....	20
II.2.4. Forme et Fonctions des rotors.....	24
II.3. Phénomènes indésirables.....	25
II.3.1. Effets de la vapeur mouillée .....	25
II.3.2. Fissuration par corrosion sous contrainte des aubes.....	26
II.3.3. La fatigue.....	26
Conclusion.....	27

## CHAPITRE III : Etude comparative et simulation des aubes HP et BP

III. Introduction .....	28
III.1.Méthodologie .....	28
III.2.La force centrifuge .....	29
III.3.Propriété des matériaux utilisés.....	30
III.3.1.Acier Inoxydable AISI 403,X6Cr13.....	30
III.3.2.Titane, alliage alpha-beta Ti-6Al-4V.....	31
III.4.Considération géométrique du Modèle I (Aube de l'étage HP) .....	33
III.5.Méthode des Eléments Finis (MEF).....	34
III.6.Etude statique .....	34
III.6.1.Cas de l'acier allié X6Cr13.....	34
III.6.1.1.Calcul de la force centrifuge .....	34
III.6.1.2.Maillage du Modèle I .....	35
III.6.1.3.Simulation de l'étude statique .....	36
III.6.1.4.Résultats .....	37
III.6.2.Cas de l'alliage de Titane Ti-6Al-4V.....	41
III.6.2.1.Calcul de la force centrifuge.....	41
III.6.2.2.Résultats .....	42
III.3.Discussion des résultats de l'étude statique.....	46
III.7. Considération géométrique du Modèle II (Aube de l'étage BP) .....	46
III.7.1.Maillage du Modèle II .....	47
III.8.Etude statique .....	48
III.8.1.Cas de l'acier allié X6Cr13 .....	48
III.8.1.1.Calcul de la force centrifuge.....	49
III.8.1.2.Simulation de l'étude statique .....	49
III.8.1.3.Résultats .....	50
III.8.2.Cas de l'alliage de Titane Ti-6Al-4V.....	54
III.8.2.1.Calcul de la force centrifuge.....	54
III.8.3.Discussion des résultats de l'étude statique .....	59
III.9.Conclusion de l'étude .....	60
III.10.Conclusion.....	61

### Conclusion générale

## Liste des figures

Figure -1- : Organigramme de Fertial-ANNABA.....	3
Figure. 2. : Schéma de la turbine 105JT entrainant un compresseur.....	15
Figure.3. Triangles des vitesses dans un écoulement axial.....	17
Figure.4. Grille d'aube d'un étage de turbine à vapeur.....	18
Figure.5. Profil d'aube.....	20
Figure.6. : Répartition des pressions sur l'extrados d'une aube vrillée.....	21
Figure.7. : Répartition des pressions sur l'intrados d'une aube vrillée.....	22
Figure.8. Fixation et géométrie en pied de sapin.....	23
Figure.9. Disques du rotor de turbine à vapeur.....	23
Figure.10. Rotor monobloc.....	24
Figure .11. Efforts sur les paliers montés sur un arbre.....	25
Figure.12. Dimension du Squelette de l'aube. ....	33
Figure.13: Force centrifuge appliquée sur model I (X6Cr13).....	34
Figure.14. Maillage en éléments finis de l'aube (Modèle I).....	36
Figure.15. Géométrie fixe du Modèle I.....	36
Figure.16. Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (X6Cr13).....	37
Figure.17. Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle I (X6Cr13).....	38
Figure.18. Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube(X6Cr13).....	38
Figure. 19. Déformations sur le Modèle I(X6Cr13).....	39
Figure. 20 Zone de la déformation Maximale et minimale(X6Cr13).....	40
Figure. 21. Déplacements résultant du Modèle I (X6Cr13).....	40
Figure. 22. Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube (X6Cr13).....	41
Figure. 23. Force centrifuge appliquée sur model I (Ti-6Al-4V).....	41
Figure. 24. Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (Ti-6Al-4V) ....	42
Figure. 25. Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle I (Ti-6Al-4V).....	43
Figure. 26. Valeurs des contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V).43	
Figure. 27. Répartition des déformations sur le Modèle I (Ti-6Al-4V).....	44
Figure. 28. Zone de la déformation maximale et minimale Modèle I (Ti-6Al-4V).....	44
Figure. 29. Déplacements résultant du Modèle I (Ti-6Al-4V).....	45
Figure. 30. Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V).....	45

Figure. 31. Maillage en éléments finis de l'aube de l'étage basse pression (Modèle II).....	47
Figure. 32. Aube vrillée de l'étage BP en acier allié (Modèle II).....	48
Figure. 33. Géométrie fixe du Modèle II.....	49
Figure. 34. Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (X6Cr13).....	50
Figure. 35. Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle II (X6Cr13).....	50
Figure. 36. Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (X6Cr13).....	51
Figure. 37. Répartition des déformations sur le Modèle II(X6Cr13).....	52
Figure. 38. Zone de la déformation Maximale et minimale(X6Cr13).....	52
Figure. 39. Déplacements résultant du Modèle II (X6Cr13).....	53
Figure. 40. Valeurs des déplacements du haut vers le pied de l'aube Modèle II(X6Cr13).....	53
Figure. 41. Aube vrillée de l'étage BP en titane (Modèle II).....	54
Figure. 42. Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (Ti-6Al-4V).....	55
Figure. 43. Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle II (Ti-6Al-4V).....	55
Figure. 44. Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V).....	56
Figure. 45. Répartition des déformations sur le Modèle II (Ti-6Al-4V).....	57
Figure. 46. Zone de la déformation maximale et minimale Modèle II (Ti-6Al-4V).....	57
Figure. 47. Déplacements résultant du Modèle II (Ti-6Al-4V).....	58
Figure. 48. Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V).....	58

### **Liste des tableaux**

Tableau -I- : Production de Fertial.....	2
Tableau -II- Caractéristiques de la turbine 105-JT.....	4
Tableau -III- Caractéristiques du compresseur 105-JT.....	4
Tableau .V. Information sur le maillage effectué (Modèle I) .....	35
Tableau.VI. Paramètre géométrique du Modèle II.....	48
Tableau. VII. Information sur le maillage effectué (Modèle II) .....	49

## Résumé

Ce mémoire portera en premier sur la connaissance de deux types essentiels de turbines : la turbine à vapeur et la turbine à gaz. Leurs définitions, avantages et inconvénients ainsi que leurs domaines d'application et mode de fonctionnement. Ces connaissances nous permettront ensuite d'approfondir et de focaliser notre étude sur la turbine à vapeur, et ses composants essentiels et ce que leur fonction dans l'enceinte de la machine implique comme problèmes indésirables qui nuisent au bon fonctionnement de la machine. Nous avons tenté par la simulation d'une étude statique de deux modèles d'aubes de turbine à vapeur, haute pression et basse pression dessinés au préalable sous le logiciel Solidworks en utilisant la méthode des éléments finis (MEF) de déterminer les zones de concentration de contraintes et les déformations que subissent les aubes sous la charge de la force centrifuge appliquée. Cette dernière sera calculée et introduite dans le logiciel pour deux alliages de métaux : l'acier allié X6Cr13 et l'alliage de Titane Ti-6Al-4V. Avec une valeur maximale de  $10^6\text{N}$ , On a tiré des courbes à partir des points sondés sur la géométrie des deux modèles et trouvé la concentration de contraintes au milieu de l'intrados du modèle II.

L'alliage de Titane était le choix le plus adéquat car il présente une meilleure résistance surtout pour les étages basse pression, aussi le type de matériau utilisé pour ces aubes est primordial pour endiguer la propagation de valeurs excessives des contraintes.

On notera l'importance de l'outil de simulation et de conception dans l'étude des turbomachines qui nécessite plus de développement pour mieux étudier des machines comme les turbines à vapeurs.

## Abstract

This thesis will discuss two main turbine types: steam turbines, and gas turbines, with detailing their working principles, definitions, application areas, their advantages and disadvantages. This information will allow us afterwards to deepen and focus our study on the main components and their functions in the steam turbine, with the challenges and undesirable phenomenon that their role induce. We will attempt by the simulation of a static study of two steam turbine blade models, High pressure and low-pressure model sketched beforehand under Solidworks software using finite elements method (FEA) to determine the stress concentration zones and resulting strain of the blades in high-pressure stage under applied centrifugal loading during rotor rotation. The applied force will be calculated and entered in the software, for two different alloys: Alloy steel X6Cr13 and Titanium Ti-6Al-4V with the maximum value of  $10^6\text{N}$ , we obtained graphics from different points of the model's geometry to show the stress distribution over both models.

The Titanium alloy was best suited for these blades, because it provides a better resistance especially for low-pressure stages, so the choice of material type is crucial to control the extension of excessive stress concentration values which is localized on the middle part of the intrados Model II.

We will note the importance of the simulation and conception tools in the study of turbomachines, and the necessity to develop those tools in order to achieve a better understanding of a machine like steam turbines.

## **Introduction générale :**

Les turbomachines occupent une place prépondérante et incontournable car elles interviennent dans presque tous les domaines industriels où il y a lieu de l'échange de puissance par rotation, de transformation d'énergie d'une forme à une autre et de la création d'énergie.

Elles présentent de nos jours une diversité et une richesse de conception notables, et peuvent être classées selon leurs modes de fonctionnement, géométrie, mode de transformation d'énergie et fluide de circulation, classées ainsi :

-Les turbomachines à fluide compressibles : Ventilateurs, soufflantes et compresseurs à fluides compressibles, ainsi que les turbines et moteurs.

-Les turbomachines à fluide incompressibles : Les pompes, les turbines à fluide incompressible.

Toutes ces machines impliquent l'utilisation d'un fluide pour la création de l'énergie. Elles ont un point commun entre elles, des éléments rotoriques appelés "aubes" placés dans une enceinte statorique créant des obstacles aux passages du fluide dans un volume bien défini passant par des sections d'entrée et de sortie.

La configuration de ces machines implique des géométries complexes, des interactions fluide-composants, des vibrations, de l'usure, de la fatigue et des instabilités d'écoulements. Tellement de paramètres à prendre en compte pour la conception de ces machines.

Il est encore plus évident de porter une attention particulière aux aubes de turbines, aux contraintes qu'elles subissent et à leur conception, étant l'élément responsable du rendement de ces machines.

Ce document portera ainsi sur :

Chapitre I : La connaissance d'un type particulier de turbomachine : la turbine à vapeur. Le premier chapitre traite de deux types de turbine, la turbine à vapeur et la turbine à gaz qui sont similaires mais n'impliquent pas les mêmes conditions de fonctionnement.

Chapitre II : Se focalisera sur la turbine à vapeur, pour détailler son fonctionnement et connaître ce qu'elles impliquent comme composant dynamique, et les problèmes qu'elles subissent.

Chapitre III : Se concentrera sur une étude de simulation statique des contraintes et déformations dans des aubes haute pression et basse pression pour deux alliages différents (X6Cr13 et Ti-6Al-4V) de la turbine à vapeur. On utilisera deux modèles I et II pour les deux aubes en discutant les résultats de simulation pour les deux alliages.

Ce qui nous permettra de comprendre les contraintes que subissent les aubes sous l'effet de la force centrifuge, et pouvoir comparer entre ces deux alliages.

# Chapitre I

## **I. Introduction :**

Selon le type de fluide la turbine peut être hydraulique, à vapeur ou à gaz. Dans les turbines à vapeurs le fluide échangeant de l'énergie avec le rotor est une vapeur sèche préchauffé qui entre dans les distributeurs d'admission, elles sont utilisées dans les centrales de production d'électricité ou dans l'entraînement de compresseurs. Alors que pour la turbine à gaz le fluide moteur provient de gaz de combustion dans des chambre a injecteurs de combustible liquide ou gazeux, elles sont utilisées comme turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique et comme une partie essentielle dans les turboréacteur pour créer la propulsion des avions.

Nous allons dans ce chapitre présenter l'importance que la turbine à vapeur occupe dans le site de fabrication d'ammoniac de Fertial et ,prendre connaissance avec les deux principaux types de turbines citées ci-dessus, leur fonctionnement, leur types et connaitre leur avantages et inconvénients.

### **I.1. Historique :**

Le complexe des engrais phosphatés et azotés de Annaba a été construit en 1972 par la société SONATRACH, dans le but de satisfaire les besoins du pays en fertilisants, et éventuellement exporter les excédents. En 1985, suite à la restructuration de SONATRACH, ASMIDAL a été créé pour prendre en charge la production, la Commercialisation et le développement des engrais. En 1997, ASMIDAL a retenu dans son plan de restructuration la filialisation des deux plates-formes de production d'Annaba et d'Arzew. Le 04 Août 2005, ASMIDAL et le Groupe Vilar Mir (Espagne) ont conclu un accord de partenariat pour les deux plates-formes (Arzew et Annaba), réservant une majorité de 66% à la partie espagnole, avant que l'Algérie mette en 2010 une loi qui exige un pourcentage maximum de 49% pour les sociétés étrangères.

### **I.2. Présentation de Fertial :**

Fertial comporte deux pôles industriels :

#### **1- La plateforme ANNABA :**

Complexe fabriquant des engrais azotés et phosphatés, d'ammoniac et du Nitrate d'ammonium

#### **2- La plateforme ARZEW :**

Complexe fabriquant des engrais azotés, de l'ammoniac et du Nitrate d'ammonium.

La plateforme d'Annaba est dirigée par un directeur général, elle emploie environ 831 travailleurs. Dans le complexe, on distingue deux zones, la zone sud qui comprend les anciens

ateliers dont le démarrage remonte à 1972 « engrais phosphatés », et la zone Nord « engrais azotés » qui comprend les ateliers (dits nouveaux) dont le démarrage remonte à 1982.

- **ZONE SUD** « Engrais phosphatés » : Elle est composée de trois ateliers principaux :

- Un atelier d'engrais : **NPK** (Azote, Phosphore, Potassium) et **UAN** (Urée Acide Nitrique) liquide.

- Un atelier super simple phosphate (**SSP**).

- Une centrale utilité (centrale 1).

- **ZONE NORD** « Engrais azotés » : Cette zone comprend cinq ensembles :

- Une unité acide nitrique.

- Une unité nitrate d'ammonium.

- Une unité d'ammoniac.

- Une installation de manutention et de stockage.

- Une centrale utilité (centrale 2).

### **I.2.1. Production de l'entreprise**

Les différents produits fabriqués à Fertial sont regroupés dans le tableau I :

Unités	Capacité (tonnes/an)	Capacité (tonnes/jour)
Engrais phosphatés (NPK-TSP)	550,000	1000
Super simple phosphate (SSP)	40,000	1200
Ammoniac (NH <sub>3</sub> )	330,000	1000
Acide nitrique (HNO <sub>3</sub> )	264,000	800
Nitrate d'ammonium (NH <sub>4</sub> NO <sub>3</sub> )	330,000	1000

**Tableau -I- : Production de Fertial.**

## Direction Générale

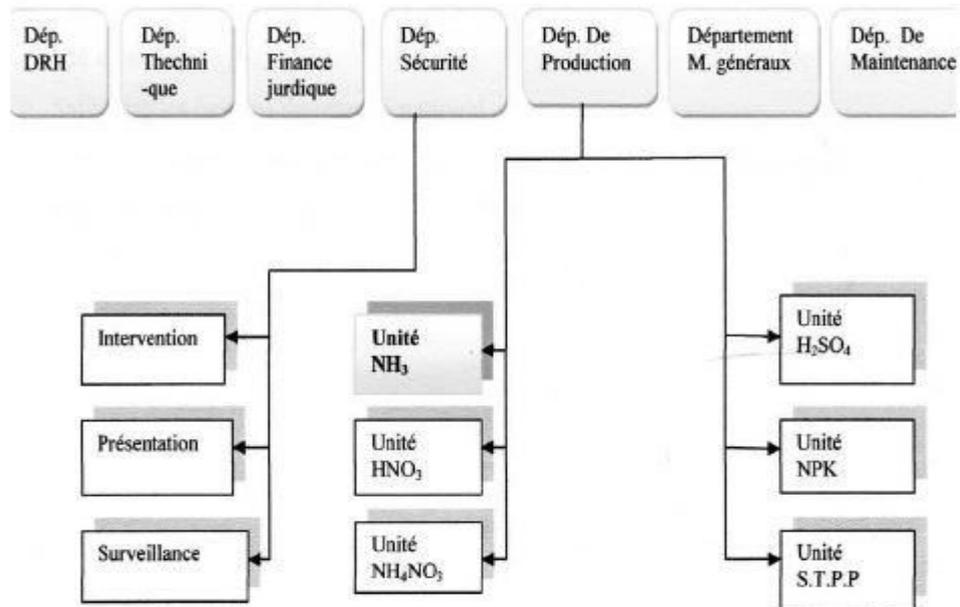


Fig -1- : Organigramme de Fertil-ANNABA

### I.2.2. Exportation

Fertil exporte certains produits vers l'étranger :

- **NH<sub>3</sub>** : exporté vers Espagne, France, Italie, Grèce, Belgique, Cuba, Grande Bretagne, Turquie et Maroc.
- **UAN** : Espagne, France et USA.
- **Nitrate** : Maroc et Tunisie.
- **SPP** : France, Italie, Grèce, Maroc et Brésil.

### I.2.3. Missions de l'entreprise

Dans le cadre du développement économique et social du pays, l'entreprise est chargée de :

- \_ -Promouvoir et développer l'industrie des engrais et produits phytosanitaires.
- \_ -Exploiter, gérer et rentabiliser les moyens humains, matériels et financiers dont elle dispose.
  - Satisfaire les besoins du marché national et international.
  - Favoriser l'épanouissement de l'esprit d'imagination et d'initiative et faire appel aux moyens locaux.

### **I.3. La turbine du compresseur 105JT**

Le principe de fabrication de l'ammoniac consiste à faire réagir, en présence d'un catalyseur à base de fer, l'hydrogène et l'azote de l'air. La production d'hydrogène s'effectue principalement par reforming des hydrocarbures par la vapeur d'eau, puis la conversion par la vapeur d'eau du monoxyde de carbone produit. Cette vapeur est utilisée pour convertir le méthane et pour actionner les turbines d'entraînement des compresseurs.

Le compresseur 105JT est crucial dans ce processus, il est situé dans l'unité d'ammoniac et est constitué d'un compresseur et d'une turbine mono arbre atteignant la vitesse de 7000trs/min leurs caractéristiques sont résumé dans les tableaux -2- et -3- :

<b>PRESSION D'ADMISSION VAPEUR</b>	38.2Bar
<b>PRESSION D'ECHAPEMENT</b>	-0.86Bar
<b>GAMME DE VITESSE</b>	5270-6150trs/min      Survitesse 7160trs/min
<b>DEBIT VAPEUR</b>	37tonnes/h

**Tableau -II-** Caractéristiques de la turbine 105-JT

<b>PRESSION D'ASPIRATION</b>	<b>1<sup>ER</sup></b> 0 Bar
<b>ETAGE</b>	3.0Bar
	<b>2<sup>ème</sup> ETAGE</b> 6.7Bar
	<b>3<sup>ème</sup> ETAGE</b>
<b>PRESSION DE REFOULEMENT</b>	15.24Bar
<b>ENVELOPPE BASSE PRESSION</b>	6130trs/min
<b>ENVELOPPE HAUTE PRESSION</b>	6130trs/min

**Tableau -III-** Caractéristiques du compresseur 105-JT

## **I.4. Les turbomachines :**

On classe comme turbomachine toute machine dans laquelle de l'énergie est transférée ou perdue par le débit continu d'un fluide agissant sur des roues mobiles à ailettes montées sur un rotor qu'on appelle aubes.

Le mot 'Turbo' vient du latin et implique la rotation, cette rotation des aubes permet le changement de l'enthalpie du fluide accomplissant un travail positif ou négatif. Les changements d'enthalpie sont reliés avec le changement de pression du fluide.

Suivant ce principe Deux types de turbomachine sont identifiés :

Premièrement, ceux qui consomment de la puissance pour augmenter la pression du fluide (pompes et compresseurs) ; deuxièmement, ceux qui produisent de la puissance en détendant le fluide.

L'écoulement du fluide par rapport à la disposition des aubes peut être :

- Radial : quand le fluide parcourt un chemin vertical par rapport aux aubes
- Axial : quand l'écoulement est parallèle au passage dans les aubes.

Centrifuge : le fluide suit dans ce cas un chemin dévié et rotationnel.

### **a) Turbomachines et énergie hydraulique :**

Les turbomachines ont depuis longtemps servi à produire de l'électricité dans les centrales hydrauliques de puissance inférieure à 10MW [17], et dans les grandes centrales où elle est supérieure à 10MW. Turbines Pelton, Francis et Kaplan.

### **b) Turbomachines et biomasse :**

Elles trouvent leur utilité dans :

- Les distilleries fournissant le biocarburant pour le transport
- Les chaudières biocombustible (bois, sciure, paille, etc.) fournissant du chauffage ou de l'électricité.
- Bio digesteurs (déchets organique, poubelles) produisant du biogaz pour la production d'électricité en centrale.

Elles ne participent pas au processus de transformation mais sont essentielles dans la création d'énergie.

### **c) Turbomachines et géothermie :**

Utilisé principalement dans les centrales à basse et moyenne énergie  $T < 150^{\circ}\text{C}$  et à haute énergie  $T > 150^{\circ}\text{C}$  [17].

## **I.4.1. Turbine à vapeur :**

### **I.4.1.1. Définition :**

La turbine à vapeur est un des matériels stratégiques des installations de production d'énergie électrique. Son indisponibilité entraîne la perte de la production d'énergie, contrairement à d'autres matériels (pompes alimentaires, pompes de circulation assistée, ventilateurs...) dont la redondance permet de poursuivre l'exploitation des installations soit à pleine charge, soit éventuellement à charge partielle.

### **I.4.1.2. Types des turbines à vapeur :**

Les turbines à vapeur sont classées selon les conditions de la vapeur à l'évacuation, soit des types à condensation ou sans condensation. Dans les turbines à condensation, la vapeur d'admission est habituellement surchauffée pour minimiser la condensation à l'intérieur de la turbine et la vapeur d'échappement est à une pression inférieure à la pression atmosphérique. La faible pression d'échappement est produite par un échangeur de chaleur externe qui refroidit la vapeur et la condense alors qu'elle s'échappe de la turbine.

Dans les turbines sans condensation, quelquefois appelées turbines à contrepression, la vapeur d'échappement est égale ou supérieure à la pression atmosphérique. Comme la vapeur d'admission est souvent à la pression et à la température de saturation, on obtient un mélange de vapeur et de condensat, soit une vapeur humide à l'échappement.

### **I.4.1.3. Composants de la turbine :**

Nous avons vu précédemment que l'ampleur des accidents majeurs est la conséquence des niveaux d'énergie emmagasinés dans les rotors. Nous nous intéressons ici aux actions de maintenance qui concernent ces seuls composants, destinées à garantir leur intégrité, sachant que la maintenance visant à limiter les risques d'emballement de la ligne d'arbres est traitée dans le paragraphe relatif aux organes d'admission vapeur. Les turbines à vapeur sont équipées de rotors construits selon trois types de conception :

- Rotor monobloc forgé ;
- Rotor à disques frettés ;
- Rotor soudé.

Ces différentes conceptions, qui dépendent de la dimension des pièces et de la maîtrise des techniques correspondante des constructeurs, sont déterminantes pour la définition des zones sensibles à contrôler sur ces composants.

#### **1) Organes d'admission vapeur :**

Les organes d'admission vapeur comprennent :

-les vannes d'arrêt destinées à interrompre le débit de vapeur dans un temps requis de quelques dixièmes de seconde lors des déclenchements.

-les soupapes de réglage dont le rôle est de régler la vitesse de la turbine et, une fois le groupe turboalternateur couplé au réseau électrique, de régler sa puissance. Il faut considérer que les soupapes de réglage, également capables d'interrompre le flux de vapeur en cas de déclenchement, constituent, avec les vannes d'arrêt, un système de sécurité redondant.

## **2) Clapets de soutirage :**

### **a) Limitation du risque d'emballement de la ligne d'arbres :**

Les clapets de soutirage protègent la turbine contre les survitesses consécutives à une éventuelle re-vaporisation de l'eau contenue dans les réchauffeurs lors de la fermeture des organes d'admission. Les dispositions de maintenance visent à vérifier leur fonctionnement lors d'essais périodiques et à examiner leur état lors des révisions. Elles sont similaires aux dispositions prises pour la maintenance des organes d'admission vapeur.

### **b) Retours d'eau dans la turbine :**

Sans conduire dans tous les cas à la mise en survitesse de la ligne d'arbres, la défaillance d'un clapet de soutirage peut entraîner des dommages importants tels que la déformation d'un rotor par retour d'eau ou de vapeur « froide » des réchauffeurs.

### **I.4.1.3. Principe de fonctionnement de la turbine à vapeur :**

Une turbine à vapeur transforme l'énergie de la vapeur en puissance à l'arbre soit par l'impact, soit par le passage de la vapeur sur les aubes fixées à l'arbre. Dans une turbine à action, la vapeur se détend dans les tuyères, ce qui a pour effet de réduire la pression et d'augmenter la vitesse. Les profils de pression. La vapeur haute vitesse est acheminée à travers la première rangée d'aubes mobiles. Celles-ci absorbent une partie de la vitesse et font tourner l'arbre. La vapeur traverse ensuite une rangée d'aubes fixes qui la redirige vers une deuxième rangée d'aubes mobiles où la vitesse de la vapeur est réduite de nouveau pour exploiter au mieux l'énergie. L'effet cumulatif des forces réactionnelles sur les aubes mobiles assure la puissance rotative communiquée à l'arbre. Une turbine Multi étagée peut comporter plusieurs rangées d'aubes fixes et mobiles tandis qu'une turbine à un seul étage ne comprend que des aubes mobiles. Dans une turbine à réaction pure, la vapeur traverse un premier étage d'aubes fixes qui réduisent la pression et accélèrent la vapeur vers le premier étage d'aubes mobiles. Le processus se répète sur des couronnes successives d'aubes fixes et mobiles pour assurer la puissance de l'arbre.

En pratique, la plupart des turbines fonctionnent par action et réaction. Les aubes courtes traversées par de la vapeur haute pression, fonctionnent surtout par action tandis que celles plus longues traversées par de la vapeur basse pression, fonctionnent surtout par réaction. La plupart des turbines à vapeur alimentant les compresseurs, les ventilateurs, les pompes et les petits générateurs comprennent de une à trois rangées d'aubes fonctionnant surtout par action.

**a) Turbine à action :**

Ou turbine à pressions égales qui dépend presque ou totalement de son fonctionnement à partir de la 'force de contact' d'un écoulement de vapeur sur les aubes du rotor. Ainsi la turbine à action est conçue de sorte que la diminution de pression de la vapeur circulant à travers les aubes et responsable du travail accompli, se passe entièrement dans les canaux fixes, pratiquement aucune diminution de pression n'a lieu dans les canaux mobiles [15]. Le concepteur donne aux aubes mobiles la force qui cause la rotation à travers l'effet de poussée de l'écoulement de vapeur sur les aubes fixes

**b) Turbine à réaction :**

Elle dépend principalement de la force réactive du jet de vapeur aux bords des aubes mobile à des vitesses plus grande que celle à l'entrée de l'aube. Ainsi une turbine à réaction est conçue de sorte que la moitié de la perte de pression de la vapeur qui y circule et qui produit le travail sur l'arbre se passe sur les aubes mobiles, et l'autre moitié a lieu sur les aubes fixes. Pour les turbines à réaction la grille d'aube est conçue de sorte que le flux de vapeur ne produise pas d'effet de choc sur les aubes mobile lors de son écoulement rapide à l'entrée et accélérée à la sortie de l'aube, ainsi la rotation du rotor est produite par réaction [15].

On conclue ainsi que la différence entre une turbine à action et à réaction est que il n'y a aucune différence entre la pression abordant les aubes fixes à l'entrée et à la sortie, alors que dans une turbine à réaction il y a une différence entre la pression à l'entrée et celle à la sortie.

**c) Turbine à réaction et à action :**

Est une turbine dont certain de ses étages ont à action et d'autre sont à réaction, et ceci est utilisé pour les turbines de grandes dimensions.

**I.4.1.5. Avantages et inconvénients des turbines à vapeur :**

**a) Avantages :**

Lorsqu'une usine est bien alimentée en vapeur, l'installation de la turbine à vapeur peut être plus économique que celle de gros moteurs électriques ou de turbines à gaz. La puissance de sortie des turbines à vapeur est plus élevée que celle des turbines à gaz de taille et de consommation énergétique similaires. Lorsqu'il y a une entente avec la compagnie

d'électricité. Des alternateurs électriques entraînés par turbine peuvent être utilisés pour fournir une partie de la puissance électrique d'une usine de procédés pendant les charges de pointe et fournir de la puissance à la compagnie d'électricité à d'autres moments. La turbine et les générateurs de vapeur fonctionnent ainsi à leur maximum. De plus, la rentabilité du projet devient intéressante si les taux de l'énergie primaire sont appropriés et qu'il y a possibilité de vendre la puissance de réserve. Il existe une vaste gamme de turbine à vapeur ; certains modèles sont dotés d'arbre communs et de pompes pour répondre à des exigences industrielles et électriques.

#### **b). Inconvénients :**

Les turbines à vapeur présentent les désavantages suivants :

- nécessité d'un apport permanent par une source de vapeur fiable de très haute qualité et du contrôle de la qualité de l'eau d'alimentation.
- Possibilité d'endommager les équipements lorsque la vapeur transporte des impuretés (y compris de l'eau).

#### **II.4.2. Turbine à gaz :**

Il semble utile de donner un autre exemple très présent dans l'industrie comme les turbines à vapeur.

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue , elle peut être considérée comme un système autosuffisant ; en effet, elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine .l'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

Comparée aux autres moteurs thermiques, la turbine à gaz présente une double particularité ; de même que la turbine à vapeur, la turbine à gaz est une machine à écoulement continu. Le rendement thermique d'une T.A.G se situe entre 16 et 28% pour une installation simple sans la récupération des calories d'échappements et entre 26 et 30% pour une installation avec la récupération de ces calories. Il reste néanmoins bien inférieur à celui des moteurs à gaz. Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, cette machine est composée de trois éléments principaux :

- Compresseur axial.
- Chambre de combustion.
- Turbine de puissance.

Une turbine à gaz se définit généralement par :

-Type : à un arbre ou à deux arbres.

-Machine à entraîner fixe ou mobile.

-Nature de son cycle thermodynamique, simple ou avec récupération.

#### **I.4.2.1. Principales applications :**

Chaque cas d'application d'une turbine à gaz comprend un nombre important de paramètres de définitions spécifiques : type de combustible, durée de fonctionnement par an, températures extérieures extrêmes, montage, nuisances, etc. Il en résulte qu'une installation de turbine à gaz doit être personnalisée afin de répondre aux conditions d'exploitation envisagées. Étudions tout d'abord les utilisations principales avant de passer en revue, au paragraphe suivant, les critères servant de base de réflexion pour choisir le dimensionnement d'une installation.

##### **a) Utilisation des turbines à gaz pour la propulsion :**

L'utilisation de la turbine à gaz dans l'aviation (avions, hélicoptères) est bien connue.

Dans le domaine des transports civils et militaires, les turbines à gaz sont également utilisées pour la propulsion, car elles permettent d'obtenir de grandes puissances avec des poids et dimensions faibles par rapport à ceux des moteurs diesels.

##### **b) Production combinée chaleur-force :**

Ce type d'application permet d'économiser les dépenses d'énergies. Le couple de force peut servir à l'entraînement d'une machine réceptrice et la chaleur peut servir pour le chauffage, séchage, production de vapeur pour un processus industriel. Le principe de cette application peut être encore poussé plus loin pour obtenir des installations industrielles dites à énergie totale où la turbine à gaz peut fournir simultanément trois formes d'énergie : électrique (alternateur), pneumatique (par prélèvement d'air sur le compresseur), calorifique (récupérateur de chaleur des gaz d'échappement). Le rendement de telles installations est ainsi fortement revalorisé et peut atteindre 50 à 60%.

##### **c) Production d'électricité :**

Cette application est extrêmement courante : l'arbre de la turbine entraîne un réducteur dont l'arbre à petite vitesse entraîne un alternateur. Le système mécanique est simple et peut être comparé à un groupe turboalternateur à vapeur. Produire uniquement de l'électricité avec une turbine à gaz n'est intéressant que pour des conditions d'exploitation imposant ce système.

#### **I.4.2.2. Principe de fonctionnement :**

Une turbine à gaz fonctionne de la façon suivante :

-Extrait de l'air du milieu environnement.

-Comprime à une pression plus élevée.

-Augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé, en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion, achemine l'air à pression et à température élevées vers la section de la turbine, qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre. Ceci, sert d'un côté à fournir l'énergie utile au compresseur centrifuge couplé au moyen d'un accouplement et de l'autre côté, à fournir l'énergie nécessaire pour la compression de l'air, au compresseur axial relié directement à la section turbine.

-Décharge à l'atmosphère les gaz à pression et température basses, résultants de cette transformation.

#### **I.4.2.3. Différents types de turbine à gaz :**

Une turbine à gaz peut comporter une ou deux lignes d'arbre pour l'ensemble des éléments tournants :

##### **a) Turbine à une ligne d'arbre :**

Le système est entraîné d'abord par un moteur jusqu'à une certaine vitesse, ensuite c'est la turbine HP qui continue l'entraînement de l'ensemble des éléments.

##### **b) Turbine à deux lignes d'arbre :**

Comme pour une ligne d'arbre, il est rajouté une turbine BP en bout d'arbre séparé mécaniquement. La conception à deux lignes d'arbres représente le maximum de souplesse et, est retenue pour les applications de grandes puissances.

#### **I.4.2.4. Avantages et inconvénients des turbines à gaz :**

##### **a) Avantages :**

Une puissance élevée dans un espace restreint dans lequel un groupe diesel de même puissance ne pourrait pas être logé.

-A l'exception de démarrage et arrêt, la puissance est produite d'une façon continue.

-Démarrage facile même à grand froid.

-Diversité de combustible pour le fonctionnement.

-Possibilité de fonctionnement à faible charge.

##### **b) Inconvénients :**

-Au-dessous d'environ 3000KW, prix d'installation supérieur de celui d'un groupe diesel;

-Temps de lancement beaucoup plus long que celui d'un groupe diesel ; à titre indicatif : 30 à 120 s pour une turbine, 8 à 20 s pour un groupe diesel.

-Rendement inférieur à celui d'un moteur diesel (cycle simple). À titre indicatif : 28 à 33 % pour une turbine de 3000 KW, 32 à 38 % pour un groupe diesel.

#### **I.4.2.5. Conclusion :**

La turbine se révèle être primordial dans l'unité de production d'ammoniac et une panne ou un arrêt brusque de cette turbine arrêtera le compresseur responsable du processus de réfrigération ce qui impliquera l'arrêt du processus totale de production d'ammoniac. Ainsi cet équipement doit faire l'objet d'une vérification particulière et d'une maintenance rigoureuse.

La complication de conception et les différents éléments constitutif des turbines impliquent une étude plus détaillée et plus exhaustive des différents éléments des turbine qui sont des sujets de perpétuelle amélioration et développement, afin d'élargir la gamme de puissance et répondre à des exigences industrielle plus poussée plus propre et plus économique.

On notera aussi le choix de la turbine à vapeur par rapport à la turbine à gaz qui est principalement lié aux facteurs écologiques, care la turbine à vapeur est moins polluante.

# Chapitre II

## **II.Introduction :**

Du chapitre précédent nous savons qu'une turbomachine fonctionne par le passage d'un fluide compressible ou incompressible à travers les aubes du rotor. Ce liquide peut être de l'eau, du gaz ou de la vapeur d'eau.

Pour tirer le maximum d'avantage de ces machines les fluides doivent circuler à grandes vitesses afin de transférer de l'énergie à l'arbre tout en évoluant entre des niveaux de pression, ces niveaux dépendent du type de la machine. Cependant il faudrait garder ces vitesses dans des intervalles maîtrisables ou l'écoulement ne sera pas néfaste pour le rendement et les composants internes de la turbine.

Une telle machine fonctionnant avec des pressions variables de fluide et des vitesses élevée nécessite une technologie de pointe et un intérêt particulier pour chaque pièce qui la compose dans leur dimensionnement usinage et maintenance pendant leur fonctionnement, car elles sont soumise à toute sorte de contraintes.

Parmi ces pièces il y certaines plus cruciale que d'autre, à savoir :

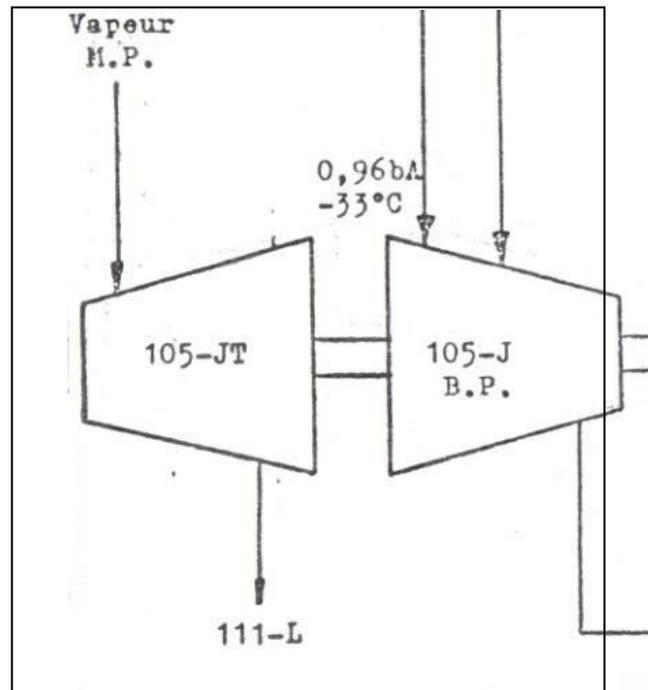
- Les aubes mobiles et fixes de la turbine.
- L'arbre qui contient les disques.
- Les paliers, butées, contrebutée et les garnitures.

L'admission dans les turbines est parfois simplement disposée dans l'axe de l'écoulement du fluide et construite avec une convergence et un rétrécissement de la section afin d'accélérer le fluide. Dans certains cas la tuyère d'entrée est convergente-divergente et ceci permet finalement une meilleure accélération du fluide.

Ce chapitre traitera donc des théorèmes et du principe de fonctionnement de la turbine à vapeur ainsi que de la connaissance de ces composants et des phénomènes indésirables qui s'y produisent.

## II.1.Turbine à vapeur :

Comme son nom l'indique le fluide qui passe dans la turbine est la vapeur d'eau produite dans des chaudières, soit pour la génération d'électricité en entraînant une génératrice, ou en entraînant un compresseur sur le même axe (Figure.2.)



**Fig. 2.** Schéma de la turbine 105JT entraînant un compresseur.

Il existe deux types de turbomachine en relation avec la fonction qu'elles occupent, soit faire passer le fluide d'une pression inférieure vers une pression supérieure, ou d'augmenter sa vitesse, donc cette rotation il y a absorption de puissance et la machine est dite réceptrice (Compresseurs). Dans l'autre cas, le fluide peut être transféré d'un état de haute pression à un état de basse pression, ou il perd de l'énergie cinétique, la machine recueille l'énergie de cette détente du fluide et est dite motrice (Turbines) C'est pour cela que les diamètres d'admission et d'échappement de la turbine présentent une augmentation progressive.

### II.1.1.Théorème d'Euler :

Le fonctionnement d'une turbine est régi par la loi de conservation de la masse qui stipule que la masse d'un fluide circulant dans un volume au cours d'une durée de temps doit être égale à la somme des masses du fluide entrant moins la masse du fluide sortant. Le mouvement du fluide dans les turbines est conservatif.[11]

Il en découle un théorème très important pour les turbomachines, qui est le théorème d'Euler qui dit que :

Le flux de la 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. L'équation d'Euler est donnée par la formule (1) :

$$\iint_s \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds = \Sigma F_{ext}(1)$$

s : surface délimitant le domaine d'application.

v : vitesse dans la section s

n : normale unitaire aux surfaces extérieures

F<sub>ext</sub> : la somme de forces extérieures.

Ce théorème se révèle crucial pour la compréhension de l'échange de travail effectué entre la vapeur d'eau et les aubes de la turbine.

Il en découle la relation du couple suivante, formule (2) :

$$T = m (r_o u_o - r_i u_i) \quad (2)$$

T : couple développé

m : Débit massique

Cette relation lie l'énergie transférée du fluide aux composantes de la vitesse ; elle est applicable aux à passage axial et radial.

### **II.1.2. Triangles des vitesses :**

Dans les turbines on identifie les vitesses suivantes :

V : vitesse absolue.

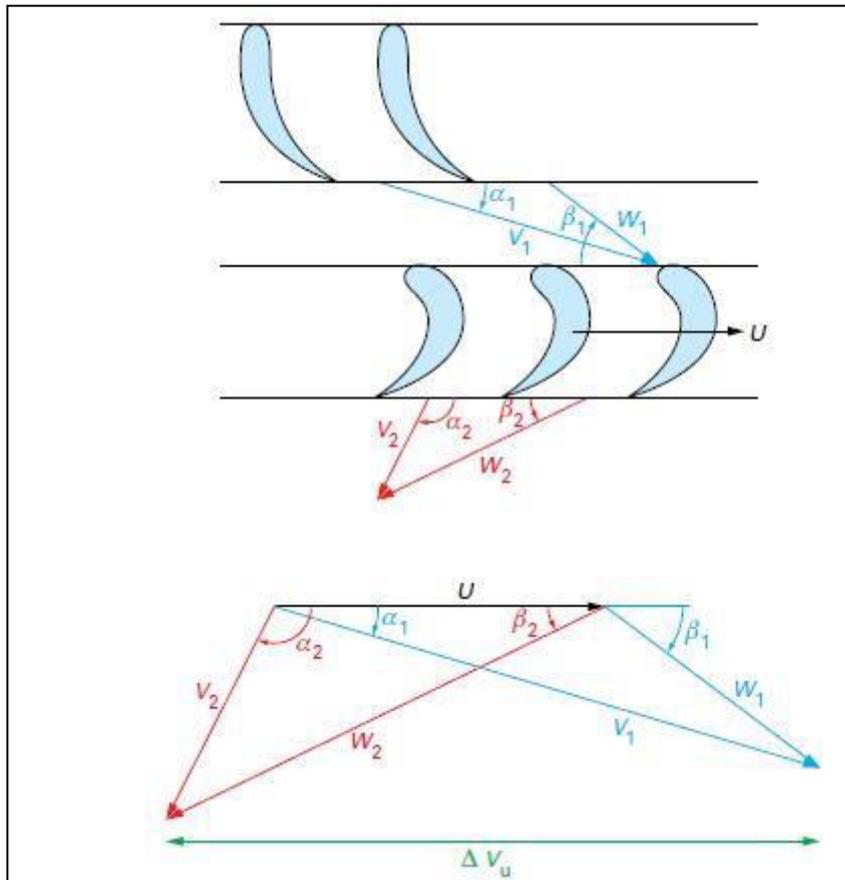
U : vitesse d'entraînement

W : vitesse relative

Ils sont liés par la relation suivante (3):

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (3)$$

La vitesse d'entraînement à l'entrée est égale à celle en sortie de roue et les triangles des vitesses sont construits pour les écoulements axiaux comme suit Figure 3.



**Fig.3.** Triangles des vitesses dans un écoulement axial.

Les angles d'entrée sont

$\beta_1$  : entre  $W_1$  et  $U$

$\alpha_1$  : entre  $V_1$  et  $U$

Les angles de sortie sont :

$\beta_2$  : entre  $W_2$  et  $U$

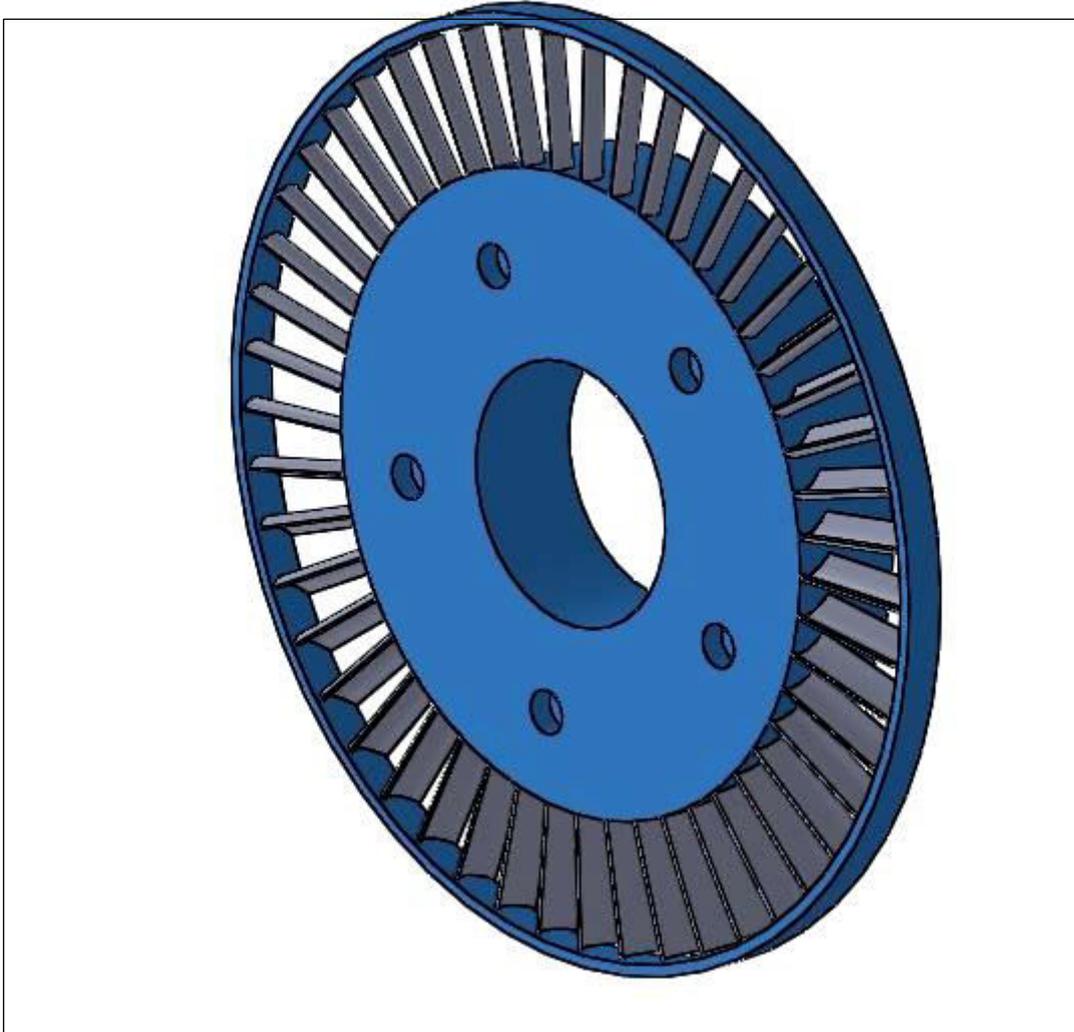
$\alpha_2$  : entre  $V_2$  et  $U$

Le dimensionnement des aubages fixes et mobiles est donc directement lié aux valeurs de ses angles, qui permettent une accélération du fluide.

## **II.2.Composition d'une turbine :**

### **II.2.1.Conception d'une grille d'aube :**

Les aubes sont des obstacles légèrement courbés et profilés dans une forme particulière et qui sont disposés sur la périphérie des disques du rotor avec un espacement constant afin de guider le fluide et permettre la rotation de l'arbre Figure .4. On appelle grille d'aube l'ensemble des aubes fixe ou distributeur et les aubes mobiles



**Fig.4.** Grille d'aube d'un étage de turbine à vapeur.

Comme montré sur la Figure.4.il existe une symétrie dans la disposition des aubes avec une rotation  $2\pi/z$  autour de l'axe de symétrie, avec  $z$  le nombre d'aubes[18].

La vitesse relative  $W$  du fluide a des composantes axiale parallèle à l'axe de la machine, et tangentielle suivant la vitesse d'entraînement  $U$ .

La déviation est  $W = W_2 - W_1$  qui mesure la différence entre les vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la grille.

On appelle étage d'une turbine un ensemble de grilles d'aubes capable d'échanger un travail avec le fluide. Il est constitué d'une grille mobile et d'une grille fixe.

Il existe donc des turbines mono-étage, et des turbines multi-étages qui présentent un nombre de paramètres important à considérer pour la détermination du débit de vapeur par la connaissance de température et de la pression, ainsi que le rendement.

### **II.2.2. Géométrie des aubes :**

Les aubes des turbines ont un aspect tridimensionnel complexe et évolutif avec le diamètre de la machine axiale qui en augmentant par rapport au rayon moyen de la veine, il est nécessaire de faire évoluer l'angle de calage des aubes (vrillage). Ils présentent une similarité dans la courbure le long de l'écoulement du fluide et ceci pour réduire les chocs et améliorer l'incidence.

Les aubes courtes à profil constant sont généralement destinées pour les premiers étages d'une turbine multi-étages et sont calées sous un angle définit.

Le profil d'une aube est obtenu par une coupe dans un plan perpendiculaire à sa ligne moyenne.

Le squelette d'un profil est la ligne médiane entre l'extrados (partie extérieure ou convexe de l'aube) et l'intrados (partie concave de l'aube) elle passe par le centre des cercles intérieurs Figure .5.

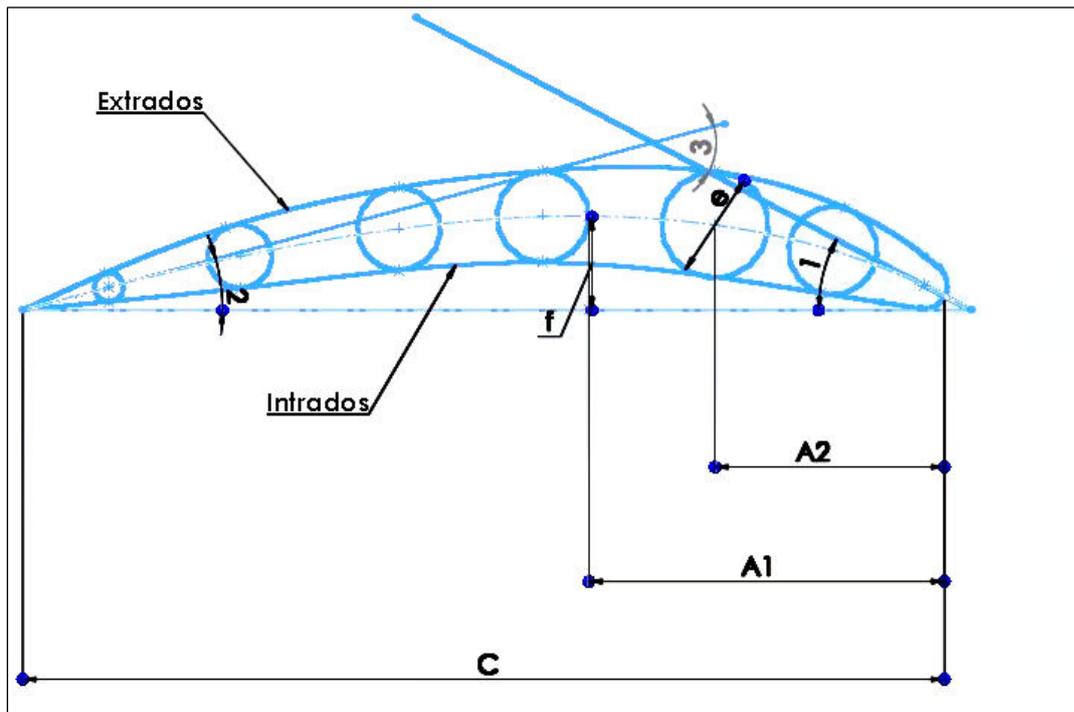
C La corde est le segment rectiligne joignant les extrémités de l'aube, elle sert de référence pour la mesure des angles.

La flèche  $f$  du profil est l'ordonnée maximale du squelette par rapport à la corde  $C$ , exprimée en pourcentage de cette corde  $f/C$ .

La coordonnée  $A1$  est projetée sur la corde à partir du bord d'attaque de l'aube (entrée fluide)

L'épaisseur maximale  $e$  de l'aube est exprimée elle aussi en pourcentage de la corde  $e/C$  qui a une coordonnée  $A2$ .

Les angles 1 et 2 des tangentes au squelette avec la corde du bord d'attaque et du bord de fuite.



**Fig.5.** Profil d'aube

### II.2.3. Différentes formes de grilles d'aubes :

Les grilles sont formées par un nombre d'aubes disposées avec une translation qu'on appelle le pas  $t$ . Les aubes sont disposées autour du rotor, espacées et accueillant l'arrivée du fluide avec l'angle du bord d'attaque. On distingue les grilles cylindriques, plane radiante, et grilles toriques.

La détermination du nombre d'étage est le choix de la veine en d'autres termes le nombre et le diamètre des roues, c'est un choix qui détermine le rendement et le prix de la machine.

La forme des aubes est essentielle pour endiguer les pertes énergétiques dans les étages, car ils sont le siège des pertes par ventilation, et les pertes par fuite de la vapeur passant à travers les aubes mobiles de l'étage, ces pertes dans les aubages mobiles sont conditionnées par les facteurs suivants :

- Perte par frottement sur la surface du profile
- Pertes par apparition de vortex après que le fluide quitte le bord de fuite
- Création d'ondes sous les conditions d'écoulements supersoniques à travers les aubes.

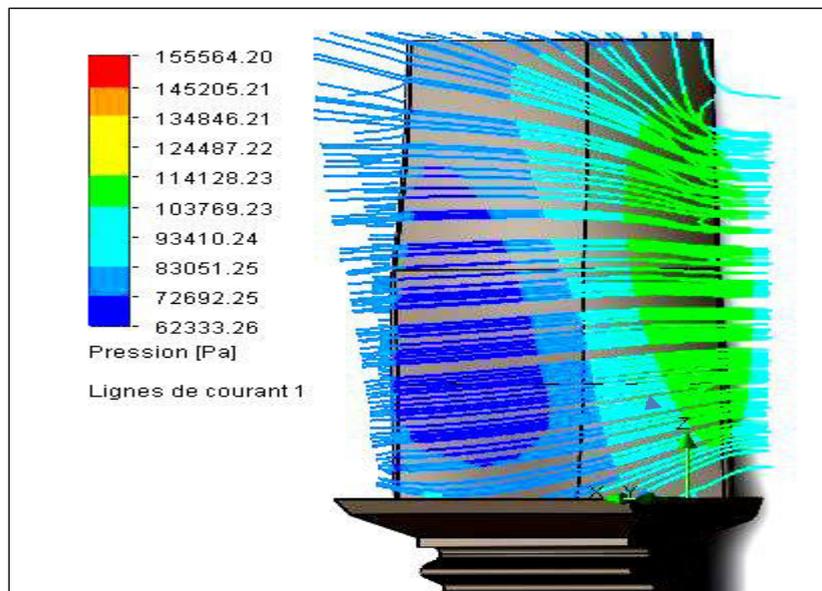
Le processus d'amélioration de l'état de surface des aubes a été développé pour combattre ce phénomène.

Pour les aubes longues il faut prendre en compte une distribution de la pression radiale le long de l'aube causé par la circulation de la vapeur d'eau, ainsi que l'augmentation de la vitesse de rotation ; pour cela ces étages devraient être conçus avec des sections variables et avec une rotation autour de son centre de gravité.

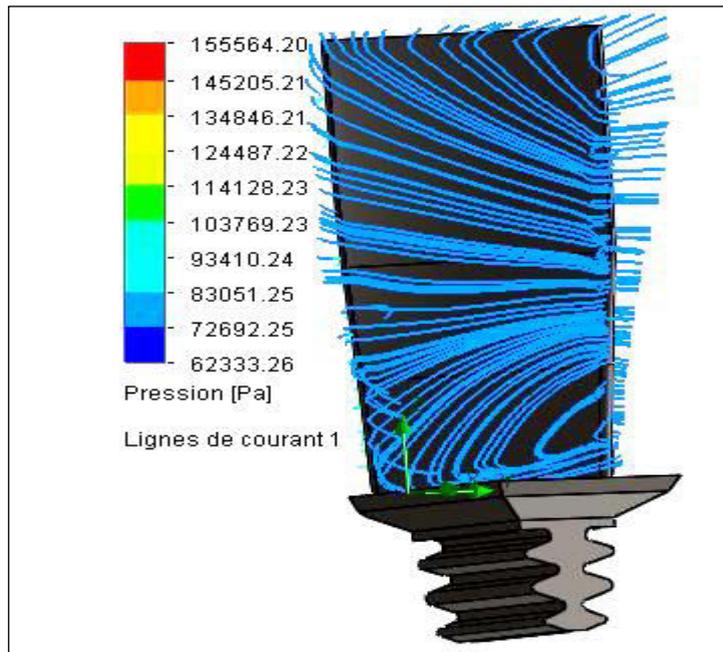
Cette configuration est très utile pour les turbines à vapeur de grands diamètres avec un débit conséquent.

La pression, la vitesse d'écoulement de la vapeur d'eau ainsi que le nombre de Mach pour ces étages changent avec la longueur des aubes

L'augmentation de la pression sur l'extrados induit à une déviation vers la zone de moindre pression, ainsi la couche limite devient plus importante la pression est donc plus grande sur l'extrados que sur l'intrados Figure 6 et 7.



**Fig.6.** : Répartition des pressions sur l'extrados d'une aube vrillée

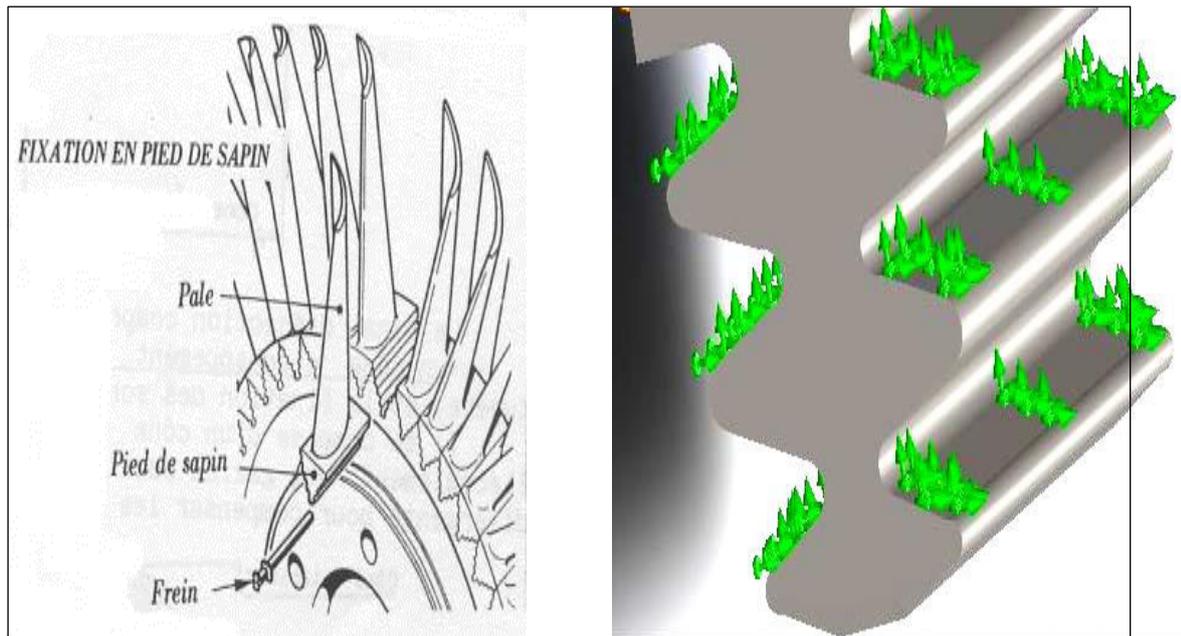


**Fig.7.** : Répartition des pressions sur l'intrados d'une aube vrillée

La conception en 3D des aubes vrillée est une très importante pour l'amélioration des performances d'une turbine. L'écoulement au sommet de ces aubes est généralement transsonique, alors plus l'aube sera longue plus le nombre de Mach à la sortie sera important il faut donc essayer de minimiser les pertes et ondes de choc.

Afin de permettre un écoulement uniforme le long de l'aube les angles d'inclinaison sont plus importante avec la hauteur jusqu'à devenir négative au sommet, résultant diminuant ainsi les pertes mais aussi la charge du flux de vapeur d'eau par la même occasion.

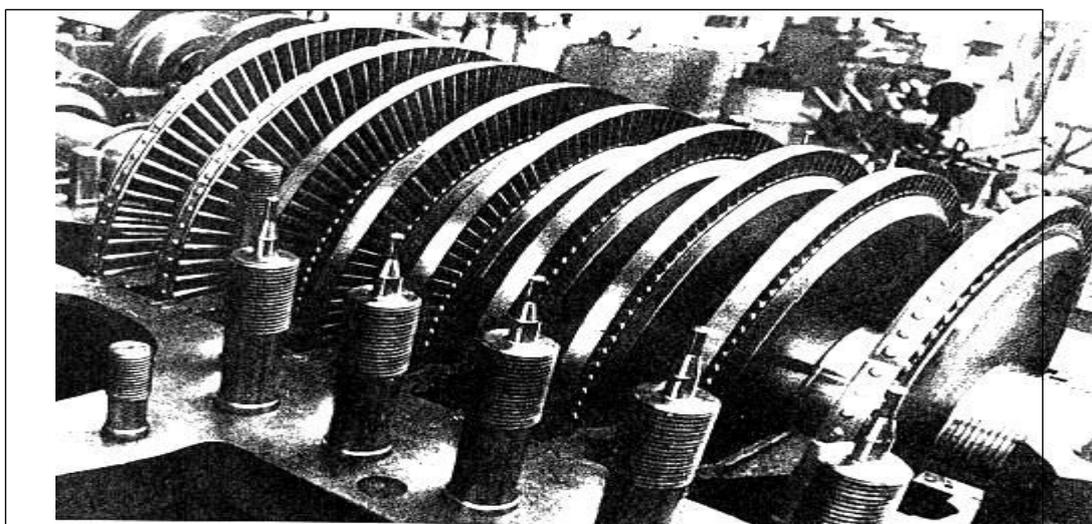
Ces aubes sont montées sur les disques des rotors avec une géométrie particulière sur le pied de l'aube appelée pied de sapin comme montrésur la Figure.8.



**Fig. 8.** Fixation et géométrie en pied de sapin

Dans les turbines à vapeurs les aubes sont contenues dans des ceintures ou anneaux Fig 9. Pour avoir plus avantage suivants :

- Offrir un passage d'expansion et empêcher par cela la vapeur d'eau de passer ou de créer des vortex à travers le sommet des aubes, elles assurent donc que l'écoulement de vapeur se fait à travers le corps de l'aube et qu'il n'y a pas de pertes excessives par centrifugation.
- Est un moyen de pour assurer les jeux entre la partie mobile et fixes et donner plus de résistance aux aubes qui subissent la force centrifuge.



**Fig.9.** Disques du rotor de turbine à vapeur

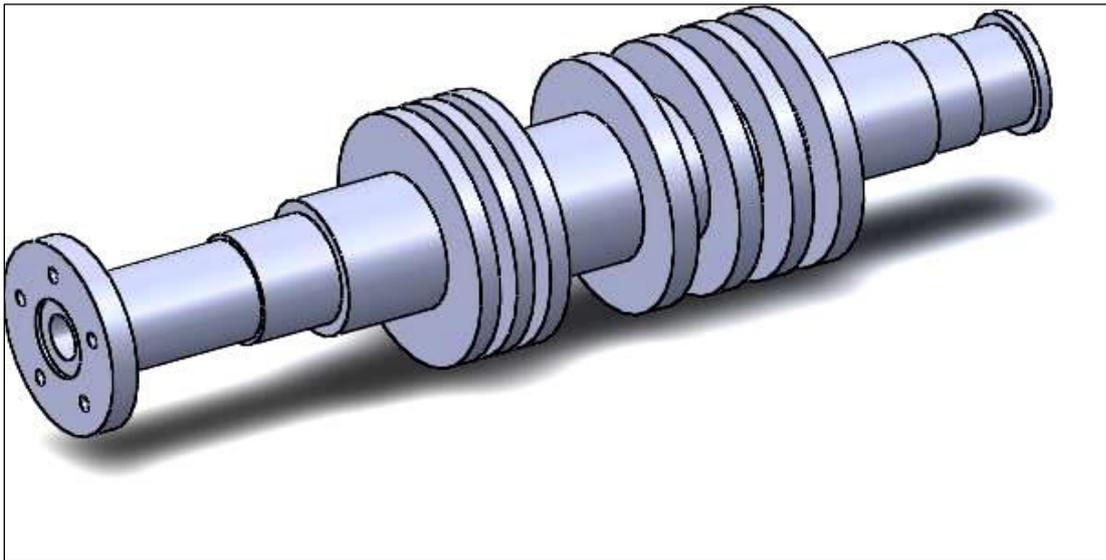
## **II.2.4. Forme et Fonctions des rotors :**

La sélection d'un rotor pour une section donnée d'une turbine dépend de :

- L'amplitude des contraintes engendrées par le couple de fonctionnement, charges centrifuges, et des contraintes de flexion.
- L'environnement de travail du rotor peut aussi déterminer ses propriétés : comme la température, ou la vitesse de rotation.

Il y a deux formes basiques de rotors utilisés pour les turbines à vapeurs :

- 1) Monobloc : Le rotor monobloc est produit comme une seule pièce, est peut ensuite être munie des disques ou roues Figure 10. Les disques seront ensuite usinés pour permettre le montage des aubes sur leur périphérie.
- 2) Soudé : Le rotor soudé consiste en une série de disques séparés soudés les uns aux autres, disposé sur l'axe du rotor en respectant l'équilibrage.



**Fig.10.** Rotor monobloc

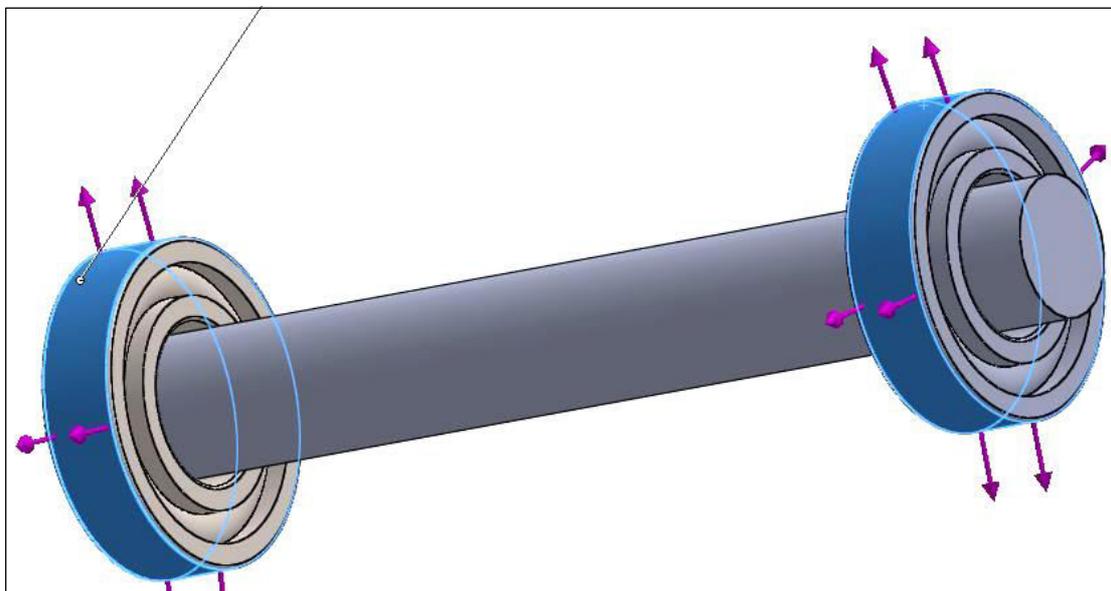
Le rotor est un composant essentiel de la turbine à vapeur, il a un nombre de fonction à remplir pour le bon fonctionnement de cette dernière :

- Doit résister et supporter la force centrifuge due à son propre poids, et dans les cas des rotors soudés ou monobloc, il doit aussi supporter la force centrifuge : des aubes, et des ceinture qu'il supporte.
- Doit être conçu et fabriqué de matériaux résistant aux hautes températures et pression, pour de longues périodes ; donc avoir une haute résistance à la rupture et au fluage.

- La vapeur d'eau n'étant pas complètement pure, l'environnement du rotor est corrosif il doit donc avoir une résistance à la corrosion et à l'érosion par impact

Les paliers des machines tournantes supportent des efforts axiaux et radiaux Ils sont positionné aux extrémités des rotors pour permettre un équilibre des efforts. La première cause d'un effort radial est le poids du mobile répartie sur les deux paliers supportant l'arbre. La seconde cause est le défaut d'équilibrage .Figure 10.

Les coussinets des paliers et butées sont le siège d'usure par frottement contenu de la charge cyclique et les hautes vitesses de rotation, elle doivent être maintenues et inspectées périodiquement car les jeux engendrés par les frottements causent des vibrations nocives dans l'arbre et sont détectable par capteur ou par le bruit.



**Fig.11.** Efforts sur les paliers montés sur un arbre

## **II.3.Phénomènes indésirables :**

### **II.3.1.Effets de la vapeur mouillée :**

Avant d'entrée dans le circuit d'admission de la turbine, la vapeur d'eau doit être chauffée dans la chaudière à haute température afin qu'elle soit parfaitement sèche. A l'échappement la vapeur est détendue et change d'état formant des goélettes d'eau

Donc une vapeur qui présente un certain degré de mouillabilité est un agent dangereux, car elle provoque l'érosion des aubes et des rotors par impact, ce phénomène affectent plus les aubes que les rotors car la partie exposée des aubes aux passages de la vapeur est plus importante. Les parties les plus touché sont le bord d'attaque de l'aube, la partie inférieure et supérieur du bord de fuite dans le sens axial.

### **II.3.2.Fissuration par corrosion sous contrainte des aubes :**

Ce phénomène de création et propagation de fissure est expliqué par le principal facteur électrochimique qui est la dissolution anodique du métal au fond de fissure. Il est généralement rencontré dans le corps des aubes entre le rotor et la ceinture et aussi au niveau de l'ancrage sur le disque, dans les emplacements où du liquide provenant de vapeur contaminée se concentre et reste pour une longue période dans cet espace [10].

Les fissures dans la partie d'ancrage peuvent provoquer la rupture du disque et le détachement de l'aube par cassure qui aura des conséquences catastrophiques.

### **II.3.3.La fatigue :**

La fatigue des matériaux composant une turbine est un phénomène causant un endommagement permanent ou une fracture du composant survenant suite à l'exposition de ce composant à des charges cycliques.

Ce phénomène commence par l'initiation et le développement d'une fissure microscopique, puis par la propagation de cette faille jusqu'à la rupture.

Ainsi réduire les contraintes et augmenter la résistance à la fatigue est un enjeu crucial dans les turbines car les températures de fonctionnement y sont élevées.

La détermination de la fatigue revient à trouver les cycles qui correspondent à l'initiation de la fissure.

## **Conclusion :**

D'après ce chapitre nous savons que les turbines à vapeurs ont des composants statiques et dynamiques qui sont en contact avec le fluide, ils sont destinés à travailler pour des centaines de milliers d'heures, elles sont donc sujettes à des conditions sévères et incluant des problèmes d'exploitation qui dégradent l'état de ses composant et qui rendent la tâche des concepteurs de turbine encore plus délicate.

L'évolution de la technologie des turbines à vapeur est donc essentielle, pour trouver des outils et des éléments de réponse pour améliorer la durée de vie de cette machine.

En termes de conception le modèle de performance optimal est obtenu suivant les besoins industriels de performance, de taille et d'application. Ce qui impliquent l'investigation des matériaux les mieux adaptés et la détermination des contraintes.

# CHAPITRE III

### **III. Introduction :**

Nous avons pris connaissance des conditions de travail dans laquelle peut se trouver l'étage d'une turbine, plus précisément les aubes mobiles des étages basses et hautes pressions dans les turbines à vapeur qui ont un rôle fondamental dans la création de la rotation du rotor et qui sont le siège de sollicitations de différents types. La rupture ou cassure des aubes de turbine ont une étroite relation avec le type de chargement qu'elles subissent et qui est la combinaison de la force centrifuge, et la flexion qui en résulte, de la température de la vapeur d'eau circulant autour de l'aube ainsi que des vibrations.

La conception d'une aube de turbine doit prendre en compte la comparaison entre les valeurs des réponses aux sollicitations dynamique avec les cycles haute fréquence qui induisent à l'initiation et propagation de fissure.

Nous nous proposons pour essayer d'identifier au mieux ces conditions, et afin de pouvoir analyser leur influence sur le fonctionnement et la durée de vie ainsi que pour la caractérisation des zones de concentration de contraintes sur la géométrie complexe que présente l'aube. Et Afin de caractériser ces sollicitation nous étudierons deux aubes de turbine l'une d'un étage haute pression (Modèle I) et l'autre d'un étage basse pression (Modèle II) pour les matériaux suivant : L'acier Inoxydable X6Cr13 et l'alliage de Titane 6Al4V.

En comparant les résultats des simulations sous Solidworks en utilisant la méthode des éléments finis on mettra l'accent sur les zones critique qui subissent les plus grandes contraintes et les déplacements maximums afin comprendre les différences entre une aube vrillé BP (Modèle II) et une aube droite HP (Model I) et de cibler les problèmes à anticiper avant la conception 3D de l'aube avant usinage, et enfin pour comparer entre l'utilisation de l'acier allié X6Cr13 et l'alliage de Titane Ti 6Al4V pour leur fabrication.

#### **III.1.Méthodologie :**

Cette étude suivra les étapes suivantes :

- Définition des matériaux utilisés
- Conception 3D à partir de squelettes d'aube 2D sous Solidworks (Modèle I, II).
- Calcul de la force centrifuge appliqué (Modèle I, II)
- Maillage des Modèles

- Etude statique : application d'appui fixe, et de la force centrifuge.
- Calcul et affichage des résultats : Contraintes, déformations, déplacements (Modèle I,II)
- Discussion et interprétation des résultats (Modèle I,I)
- Conclusion.

### III.2.La force centrifuge :

La force centrifuge résultant de la rotation est l'un des principaux facteurs important induisant et contribuant à la fatigue des aubes de turbine à vapeur qui subissent des sollicitations cycliques sous l'effet de cette force. La force centrifuge est généralement proportionnelle au carrée de la vitesse, ainsi les contraintes que subissent les aubes au cours de la rotation à grande vitesse peut augmenter d'environ 75% de la limite d'élasticité engendrant parfois et à long terme des dégâts au niveau des zones de concentration de contraintes.

Dans notre étude statique nous ne considérerons que l'effet radial de la force centrifuge dirigé du pied vers le haut de l'aube sans prendre en compte l'effet axial de l'effort car on considère la raideur de la jonction entre l'aube et le rotor.

Cette force était dirigée vers l'extérieur de l'aube et elle est décrite par l'équation générale suivante :

$$F = \int_{r_1}^{r_2} \rho S \frac{r^2}{r_1} \Omega^2 r dr$$

Après simplification :

$$F = \rho S r_2^2 \Omega^2 \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) \quad (4)$$

Avec :

**S** : section de l'aube en mm<sup>2</sup>

**Ω** : vitesse angulaire trs/min

**ρ** : Masse volumique Kg/m<sup>3</sup>

**r<sub>2</sub>** : Rayon en tête de l'aube

**r<sub>1</sub>** : Rayon au pied de l'aube

### III.3. Propriété des matériaux utilisés :

#### III.3.1. Acier Inoxydable AISI 403, X6Cr13:

##### Désignation

AISI 403

##### Nom US

ASTM S40300, ASTM 403

##### Nom EN

X6Cr13

##### Numéro EN

1.4

##### Propriétés Générales

Masse volumique 7.61e3 - 7.82e3 kg/m<sup>3</sup>

##### Composition

Fe/11.5-14Cr/<1.0Mn/<1.0Si/<0.5Ni/<0.15C/0.03S/<0.04P

Base Fe (Fer)

##### Detail de Composition

C (Carbone)	0	-	0.15	%
Cr (Chrome)	11.5	-	14	%
Fe (Fer)	83.3	-	88.5	%
Mn (manganèse)	0	-	1	%
Ni (nickel)	0	-	0.5	%
P (phosphore)	0	-	0.04	%
S (sulfure)	0.03			%
Si (silicone)	0	-	1	%

##### Propriétés Mécaniques

Module de Young	* 195	-	205	GPa
Module de flexion	* 195	-	205	GPa
Module de cisaillement	* 75	-	81	GPa
Module de compressibilité	* 144	-	159	GPa
Coefficient de Poisson	0.275	-	0.285	
Facteur de forme	36			
Limite d'élasticité	620	-	700	MPa
Résistance à la traction	825	-	950	MPa
Résistance à la compression	* 620	-	700	MPa

Module de rupture en flexion	620	-	700	MPa
Elongation	12	-	20	% Déf
Dureté - Vickers	*285	-	330	HV
Dureté - Rockwell B	*104	-	108	
Dureté - Rockwell C	*27.9	-	33.3	
Dureté - Brinell	*270	-	314	MPa
Résistance à la fatigue à 10 <sup>7</sup> cycles	*374	-	413	MPa
Ténacité à la rupture	*54	-	73	MPa.m <sup>0.5</sup>
Coefficient de perte mécanique	*5.1e-4	-	5.9e-4	

### Propriétés Thermiques

Point de fusion	*1.43e3	-	1.53e3	°C
Température maximal de service	700	-	750	°C
Température minimal de service	-73	-	-43	°C
Conductivité thermique	23	-	27	W/m.°C
Capacité thermique massive	450	-	500	J/kg.°C
Coefficient de dilatation thermique	10	-	12	μDéf/°C
Chaleur latent de fusion	*260	-	285	kJ/kg

### Résistance à la corrosion (En comparaison avec d'autres métaux)

Corrosion caverneuse et par piqûre	Faible (<20)
Fissuration par corrosion sous contraintes	Excellente
Corrosion inter granulaire	Restreinte
Acides non-organiques	Restreinte
Acides organique	Restreinte
Humidité / eau	Restreinte
Eau de mer	Restreinte
Gaz et brute	Restreinte

**Utilisation dans l'industrie :** Tube à ailettes, Aubes de turbines.

### III.3.2. Titane, alliage alpha-beta Ti-6Al-4V

#### Designation

Ti-6Al-4V

#### Propriétés Générales

Masse volumique	4.41e3	-	4.45e3	kg/m <sup>3</sup>
-----------------	--------	---	--------	-------------------

#### Composition

Ti/6.0Al/4.0V

Base	Ti (Titanium)		
<b>Detail de Composition</b>			
Al (Aluminum)	6		%
Ti (Titane)	90		%
V (Vanadium)	4		%
<b>Propriétés Mécaniques</b>			
Module de Young	110	- 117	GPa
Module de flexion	*110	- 117	GPa
Module de cisaillement	43	- 45.2	GPa
Module de compressibilité	96.8	- 102	GPa
Coefficient de Poisson	0.31	- 0.323	
Facteur de forme	12		
Limite d'élasticité	827	- 1.07e3	MPa
Limite d'élasticité sous température	830	- 1.07e3	MPa
Paramètre : Température = 23°C			
Résistance à la traction	896	- 1.14e3	MPa
Résistance à la traction sous température	901	- 1.14e3	MPa
Paramètre : Température = 23°C			
Résistance à la compression	*758	- 1.12e3	MPa
Module de rupture en flexion	827	- 1.07e3	MPa
Elongation	10	- 12	% Déf
Dureté - Vickers	380	- 420	HV
Résistance à la fatigue à 10 <sup>7</sup> cycles	*613	- 638	MPa
Ténacité à la rupture	82	- 100	MPa.m <sup>0.5</sup>
Coefficient de perte mécanique	*0.001	- 0.005	
<b>Propriétés Thermiques</b>			
Point de fusion	1.61e3	- 1.66e3	°C
Température maximal de service	357	- 399	°C
Température minimal de service	-273		°C
Conductivité thermique	7.1	- 7.3	W/m.°C
Capacité thermique massive	528	- 548	J/kg.°C
Coefficient de dilatation thermique	8.7	- 9.1	μDéf/°C
Chaleur latent de fusion	360	- 370	kJ/kg

### Utilisation dans l'industrie

Ailettes de turbine de turbo jet, application Aérospatiale en générale ; Ingénierie chimique.

### III.4.Considération géométrique du Modèle I (Aube de l'étage Haute Pression) :

#### \*Forme du squelette de l'aube

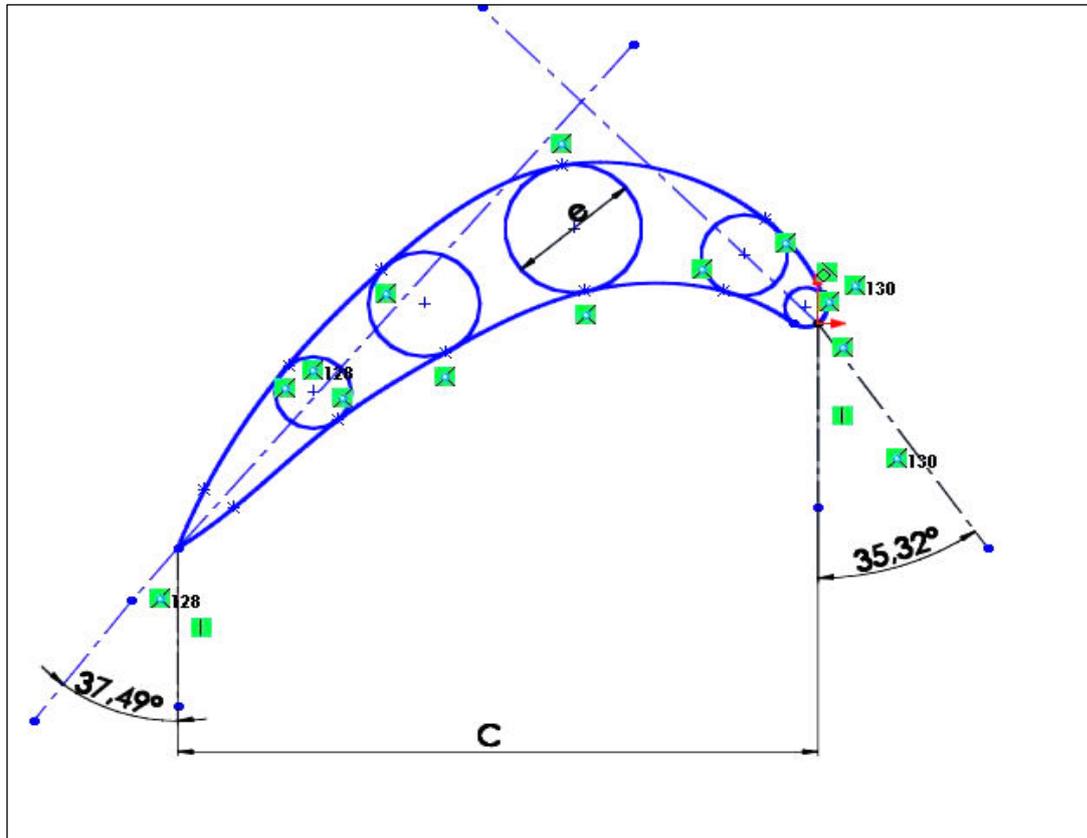


Fig.12. Dimensions du Squelette de l'aube.

Hauteur L (mm)	169
Corde C (mm)	50
Epaisseur Max e (mm)	10
Angle d'aube à l'entrée $\beta_1(^{\circ})$	35.32
Angle d'aube à la sortie $\beta_2(^{\circ})$	37.49
Section S (mm <sup>2</sup> )	385.6

Tableau. IV. : Résumé des caractéristiques du squelette d'aube

### III.5.Méthode des Eléments Finis (MEF):

Cette méthode consiste en l'analyse des corps solides en les subdivisant en élément de volumes appelés mailles ou (Eléments finis), les calculs des sollicitations mécaniques sur le corps volumique se fait par sommation de toute les valeurs des mailles contenues dans ce corps pour trouver les valeurs globales avec une grande précision.

C'est d'ailleurs un outil très exploité en ingénierie de conception car il permet d'optimiser le dessin des pièces mécanique avant usinage d'aider à réduire leur poids et éventuellement leur coûts. On réalisera dans ce qui suit la simulation statique reproduisant l'effort de la force centrifuge pour les deux Modèles I et II pour les deux matériaux (X6Cr13 et Ti-6Al-4V).

### III.6.Etude statique :

#### III.6.1.Cas de l'acier allié X6Cr13 :

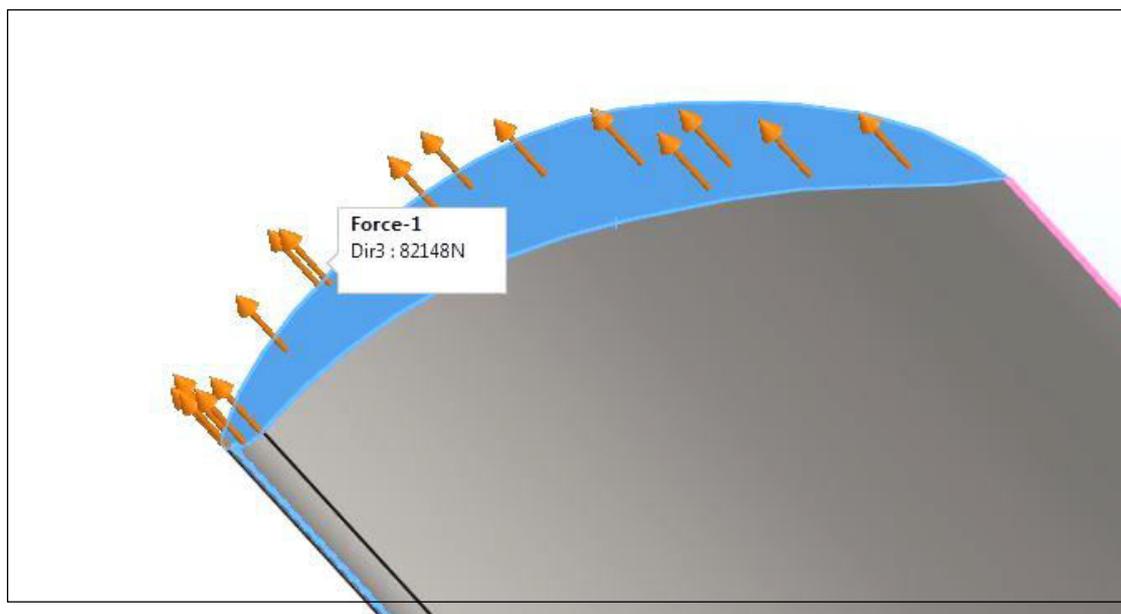
##### III.6.1.1.Calcul de la force centrifuge :

De la formule (4) on calcule la force centrifuge appliqué dur l'aube du modèle I en sachant que :

$$\Omega=6000\text{tr/min} ; \quad r_2 = 419 \text{ mm} \quad r_1=250\text{mm} \quad \rho=7700 \text{ Kg/m}^3$$

On trouve ainsi ;

$$\mathbf{F}=82148 \text{ N} = \mathbf{82.14 \text{ KN}}$$



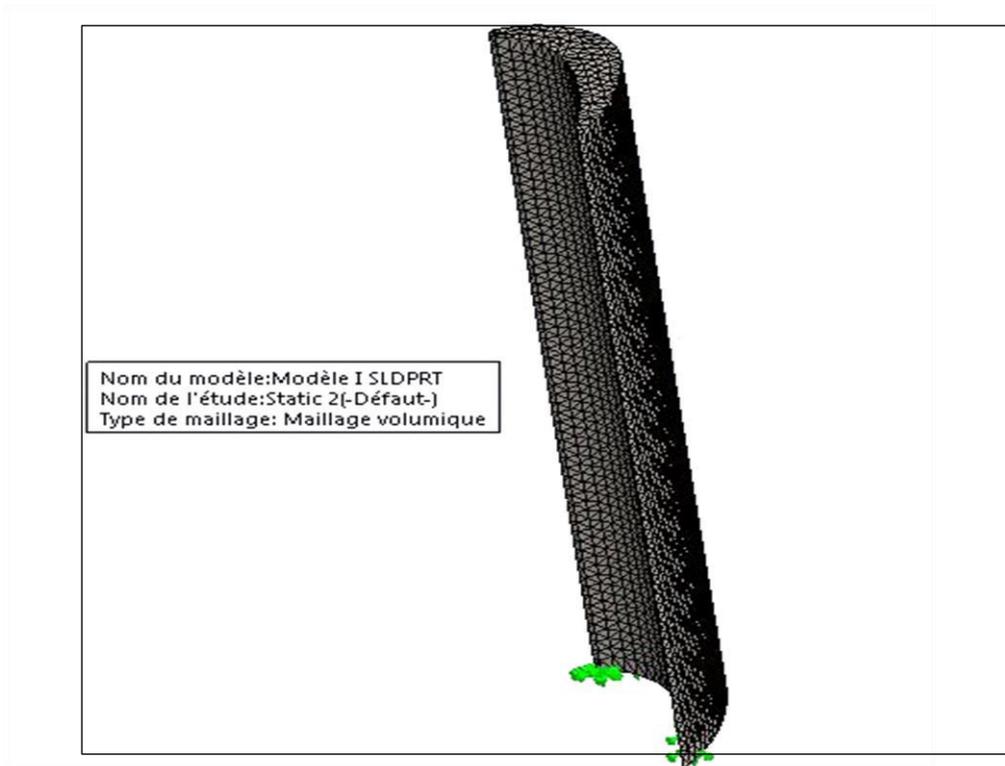
**Fig.13.** Force centrifuge appliquée sur model I (X6Cr13)

### **III.6.1.2.Maillage du Modèle I :**

Dans le modèle I représentant l'aube de l'étage haute pression, nous ne considérerons pas la couverture ou le pied de l'aube dans l'étude et nous porterons notre intérêt sur la partie en contact avec la vapeur d'eau Figure.13.

<b>Type de maillage</b>	Maillage volumique
<b>Maillage utilisé :</b>	Maillage standard
<b>Transition automatique :</b>	Désactivé(e)
<b>Boucles automatiques de maillage :</b>	Désactivé(e)
<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Taille d'élément</b>	2.7677 mm
<b>Tolérance</b>	0.138385 mm
<b>Qualité de maillage</b>	Haute

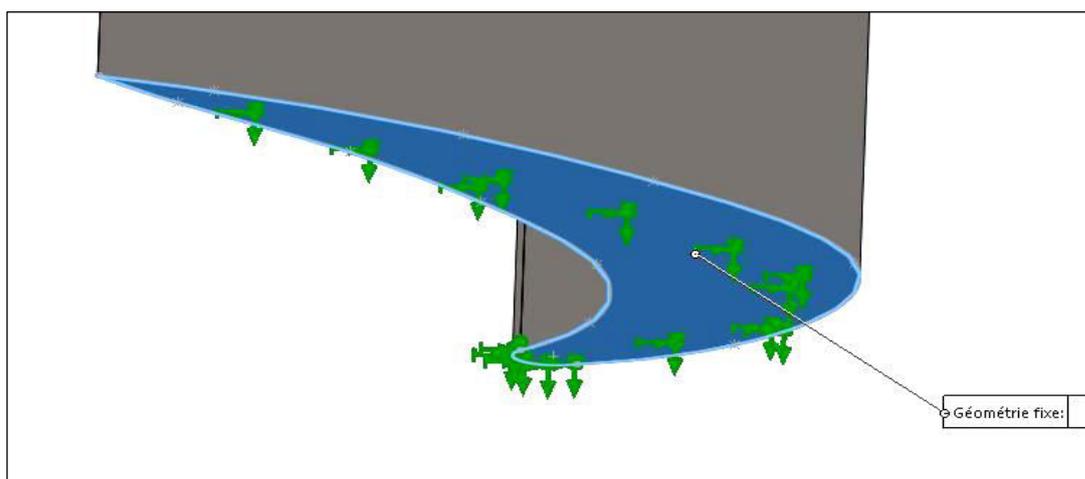
**Tableau .V.**Information sur le maillage effectué



**Fig.14.**Maillage en éléments finis de l'aube (Modèle I)

**III.6.1.3.Simulation de l'étude statique :**

Nous allons tenter dans ce qui suit de simuler l'effort de la force centrifuge que subit l'aube HP de la turbine au cours de la rotation à 6000 tr/min par la méthode des éléments finis.La simulation de l'ancrage de l'aube dans le rotor est faite par appui fixe comme le montre la Figure .15. Cette fonctionnalité ne permettra aucun déplacement du pied de l'aube.



**Fig.15.** Géométrie fixe du Modèle I

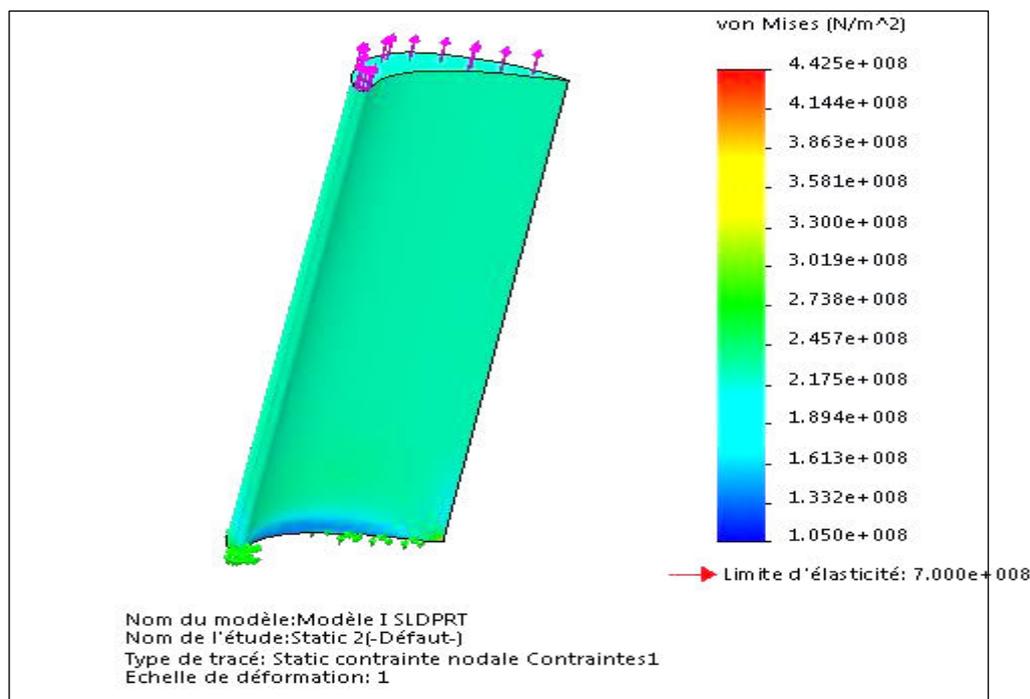
### III.6.1.4.Résultats :

Après l'insertion de toutes les données de l'étude, le logiciel entame le calcul des résultats suivant :

Les figures suivantes montrent la distribution des contraintes, déformations et déplacement suite au chargement de la force  $F= 82.14$  KN pour l'acier allié X6Cr13 et  $F= 47.68$ KN pour l'alliage de Titane Ti-6Al-4V. Les zones rouges représentent les valeurs maximales et les zones bleues les valeurs minimales.

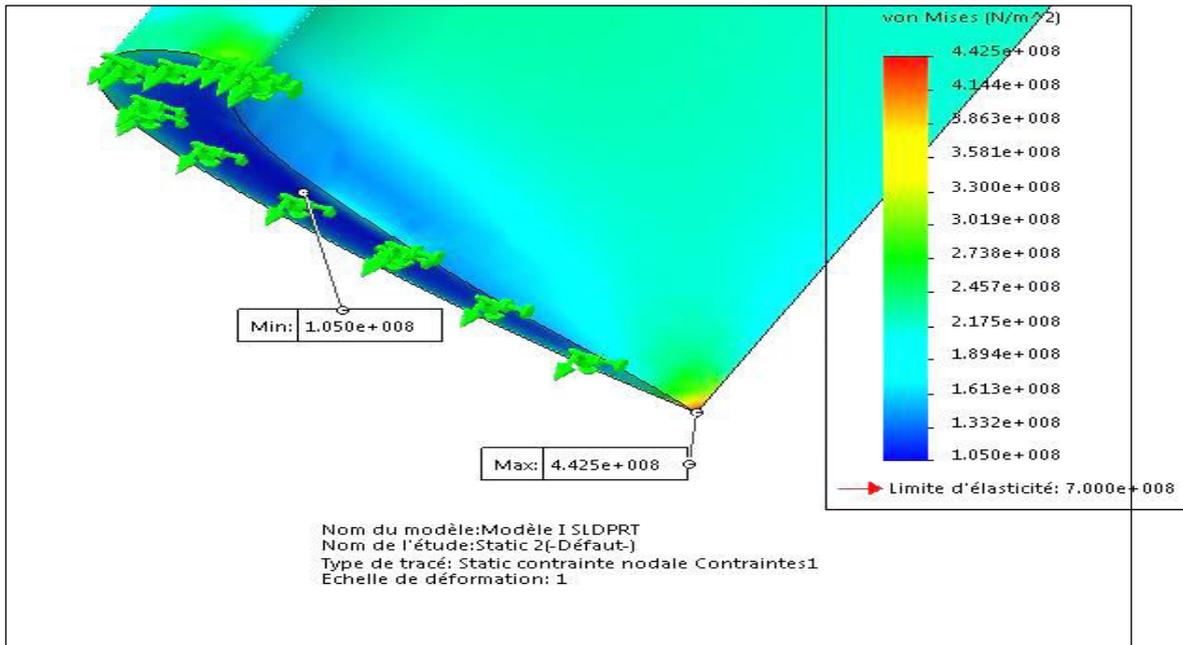
Nous avons caractérisé les valeurs maximales par la couleur rouge et les valeurs minimales par la couleur bleu, la gamme de couleur entre les deux évoluant avec la couleur correspondante :

#### a)Les contraintes :



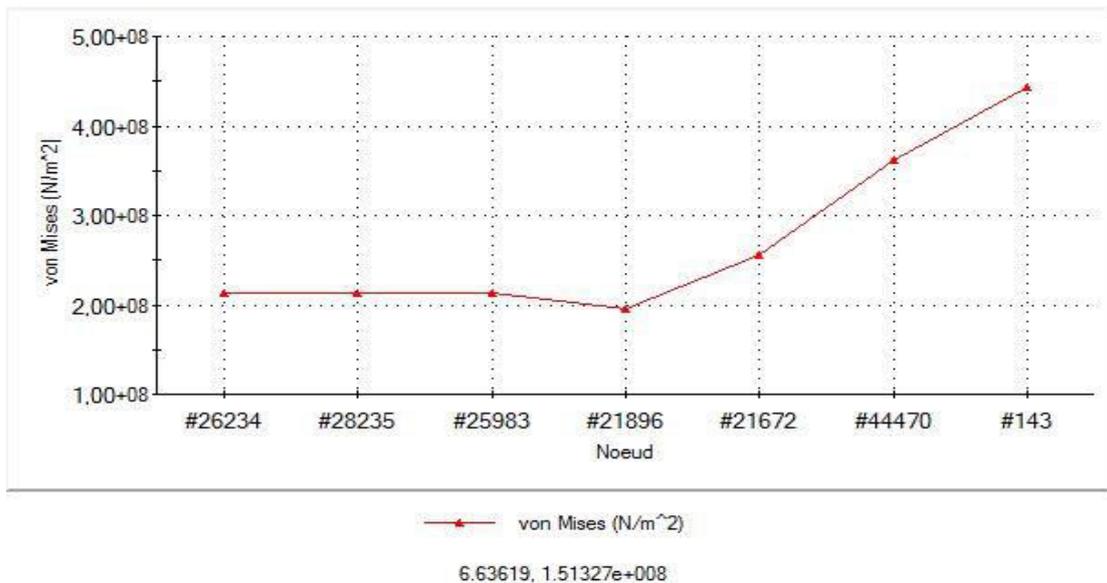
**Fig.16.** Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube(X6Cr13)

On remarque que la totalité de la partie supérieure de l'aube est sous une contrainte inférieure ou égale à la moitié de la contrainte maximale (couleur bleu-vert)



**Fig.17.** Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle I (X6Cr13)

Min	Max
1.050e+008 N/m <sup>2</sup>	4.425e+008 N/m <sup>2</sup>
Noeud: 190	Noeud: 129

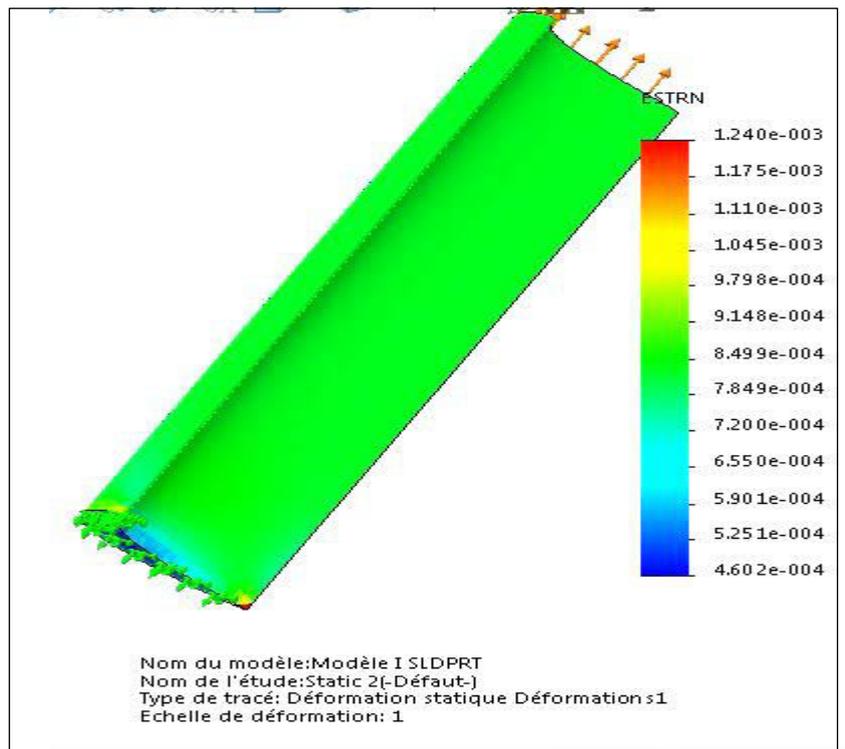


**Fig.18.** Valeurs des contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube(X6Cr13)

Les différents nœuds relevés pour le tracé de cette courbe ont été pris du haut vers le pied de l'aube, terminant par le coin inférieur qui présente la zone de la contrainte maximale de Von Mises, on remarque la nette augmentation des valeurs de  $1.050e+008 \text{ N/m}^2$  jusqu'à  $4.425e+008 \text{ N/m}^2$

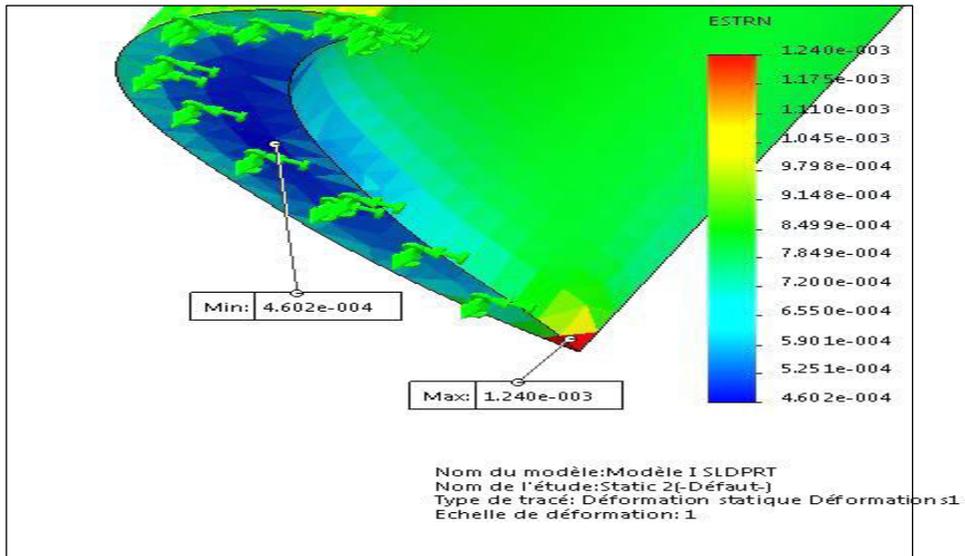
### **b) Les Déformations**

Il est utile de pouvoir visualiser la courbe des déformations que subit l'aube sur toute sa géométrie, la **Fig. 19.** donne les déformations déduites des contraintes.



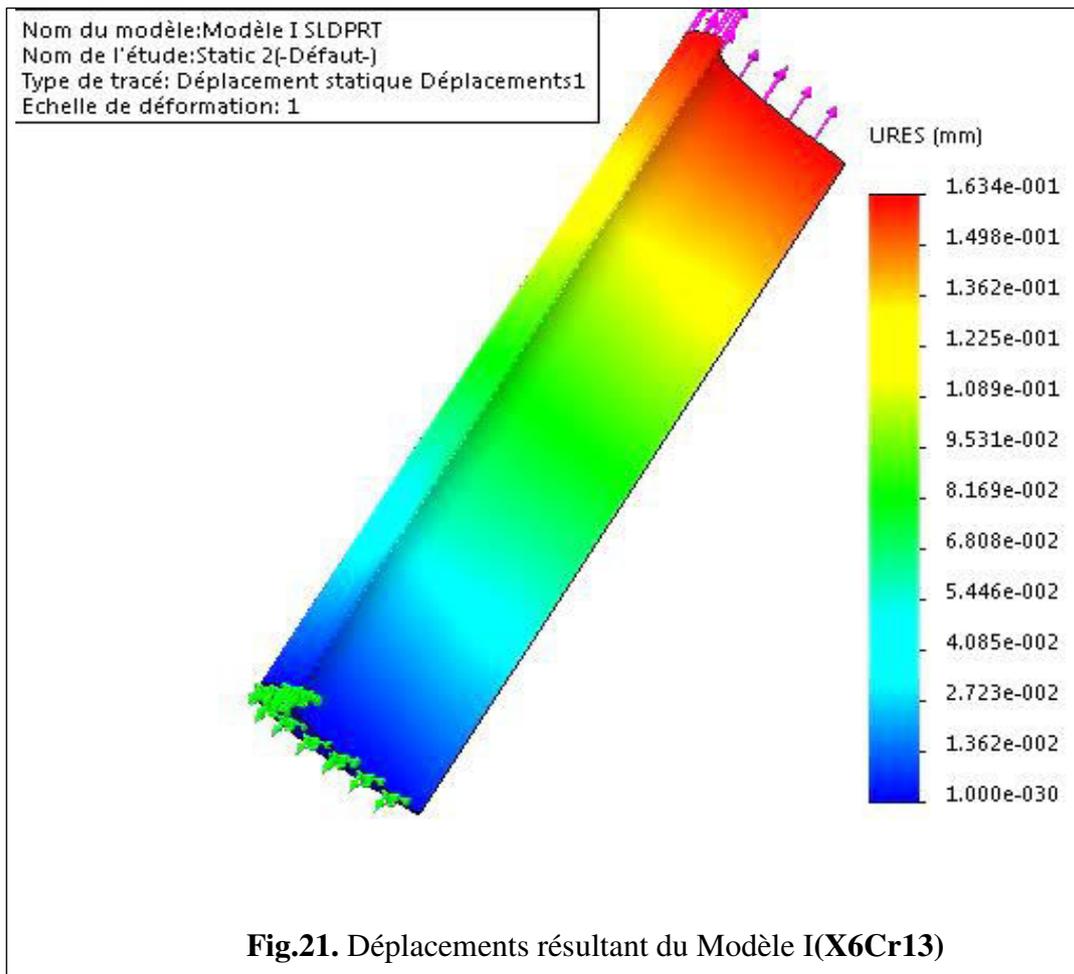
**Fig.19.** Déformations sur le Modèle I(X6Cr13)

On remarque comme une répartition similaire et une concentration au même endroit de la zone de déformation maximale on notera aussi que presque toute la géométrie de l'aube subit une déformation inférieure ou égale à la valeur maximale au coin inférieur du bord de fuite.



**Fig.20.** Zone de la déformation Maximale et minimale(X6Cr13)

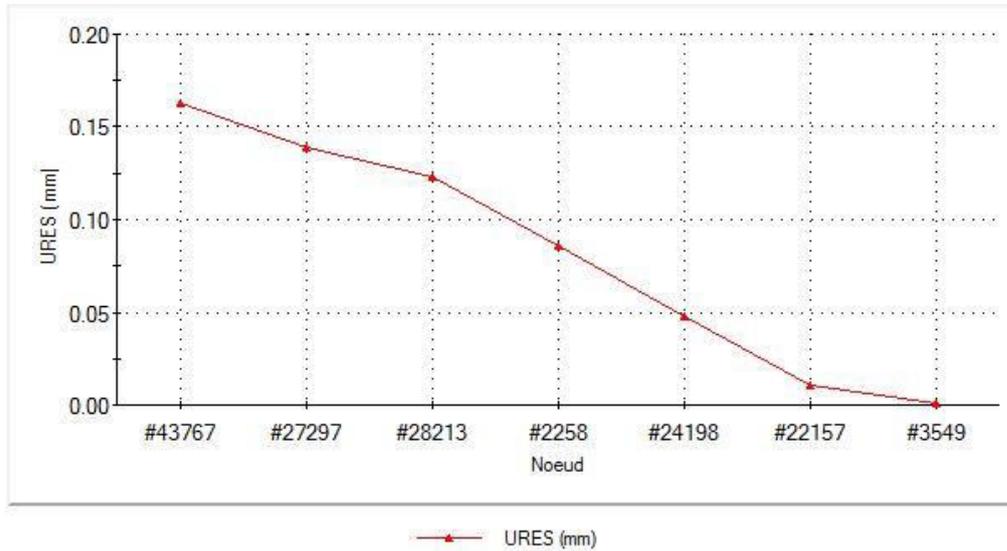
**c)Les Déplacements**



**Fig.21.** Déplacements résultant du Modèle I(X6Cr13)

La distribution des valeurs des contraintes évolue de la couleur bleu (contraintes minimales) vers la couleur rouge (contraintes maximales)

Nous avons sondé différents points sur la partie concave (intrados) du modèle en partant du sommet de l'aube vers le bas en terminant par le coin inférieur du bord de fuite qui présente les valeurs maximales des contraintes et des déformations.



**Fig.22.** Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube(X6Cr13)

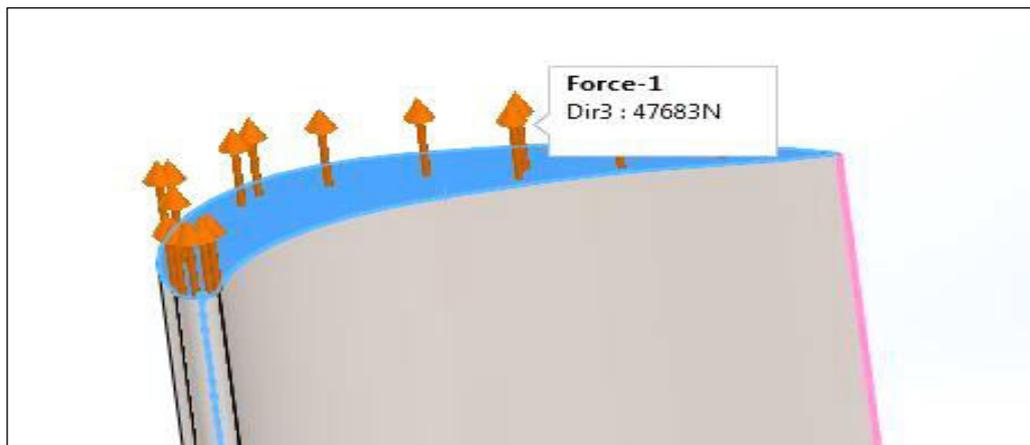
### III.6.2.Cas de l'alliage de Titane Ti-6Al-4V

#### III.6.2.1.Calcul de la force centrifuge

$$\Omega=6000\text{tr/min} ; \quad r_2= 419 \text{ mm} \quad r_1=250\text{mm} \quad \rho=4428 \text{ Kg/m}^3$$

On trouve :

$$F=47683\text{N} = 47.68\text{KN}$$

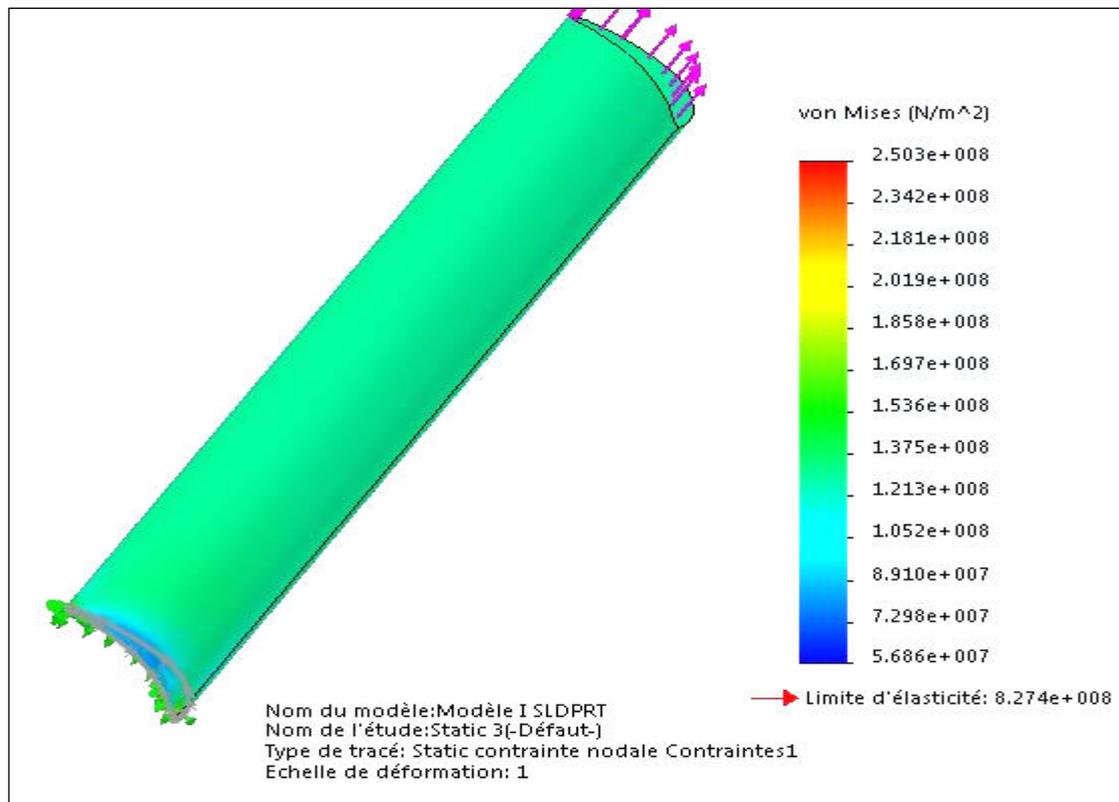


**Fig.23.** Force centrifuge appliquée sur model I (Ti-6Al-4V)

### III.6.2.2.Résultats :

#### a)Les contraintes :

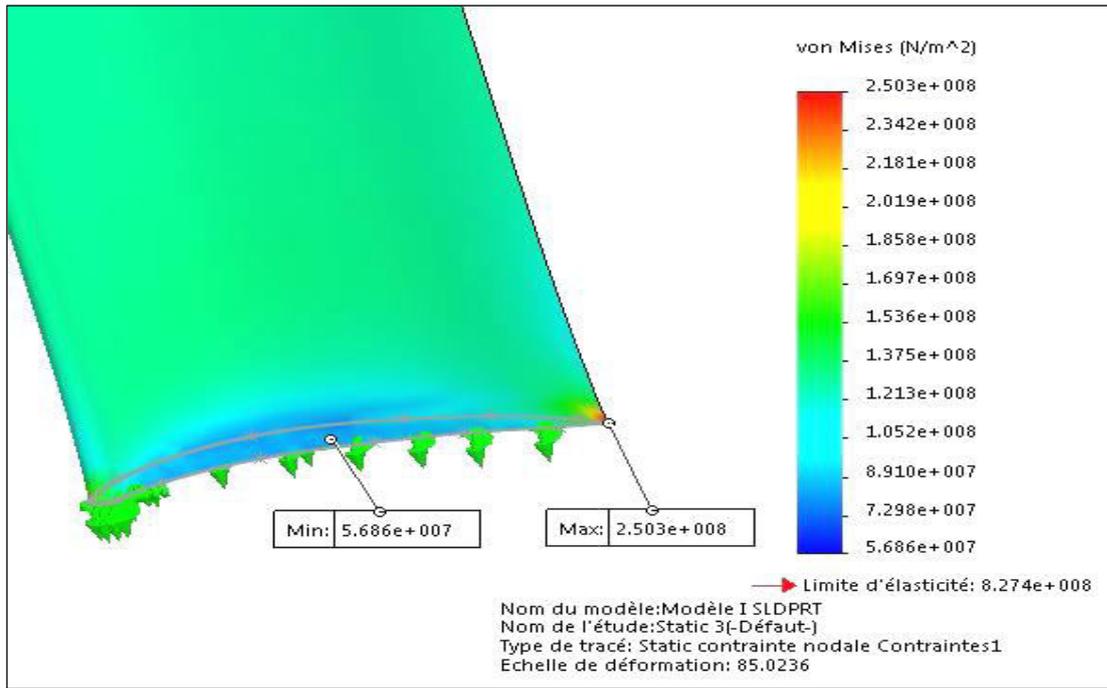
La Fig. 24.montre la répartition des contraintes sur toute la géométrie



**Fig.24.**Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (**Ti-6Al-4V**)

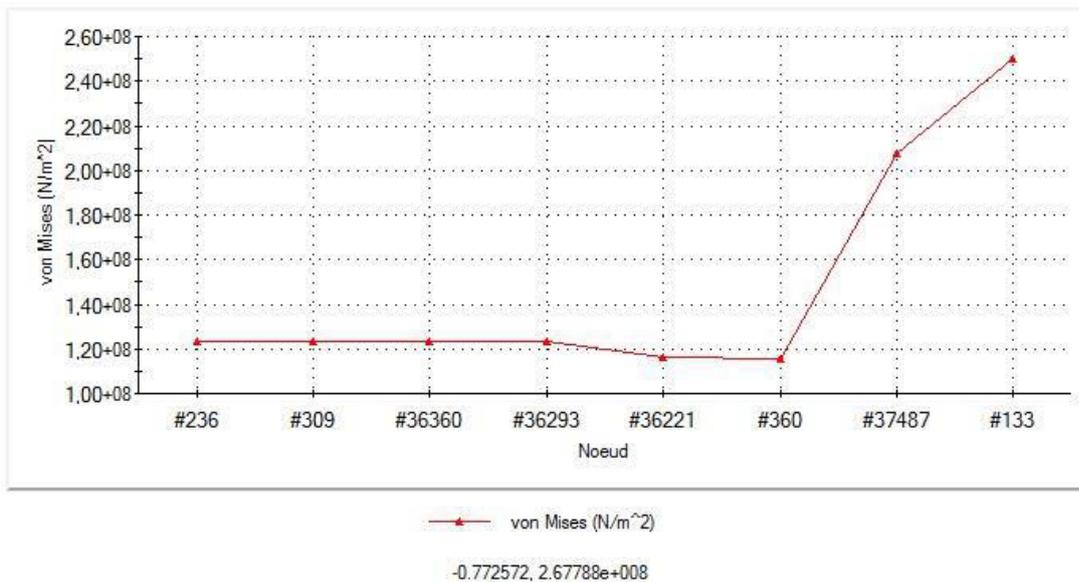
Les valeurs maximales et minimales sont relevées :

Min	Max
5.686e+007 N/m <sup>2</sup>	2.503e+008 N/m <sup>2</sup>
Noeud: 190	Noeud: 129



**Fig.25.**Zones de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle I (**Ti-6Al-4V**)

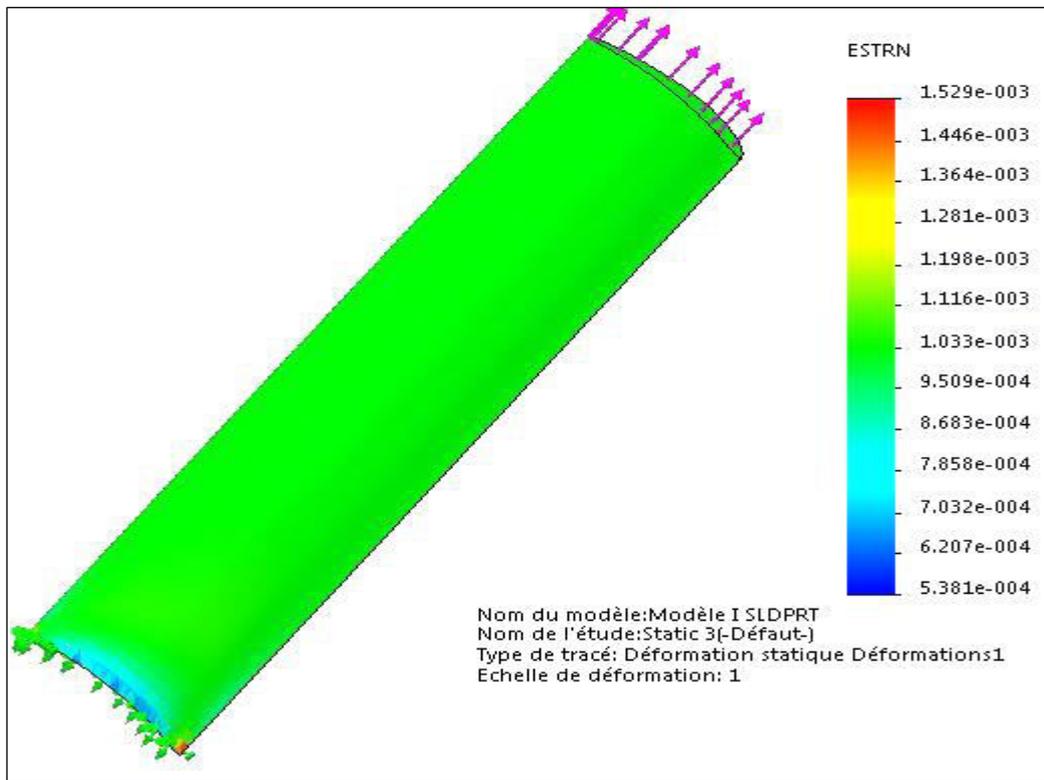
On remarque que la concentration des contraintes se trouve dans la même zone pour l'alliage de Titane que pour l'acier allié.



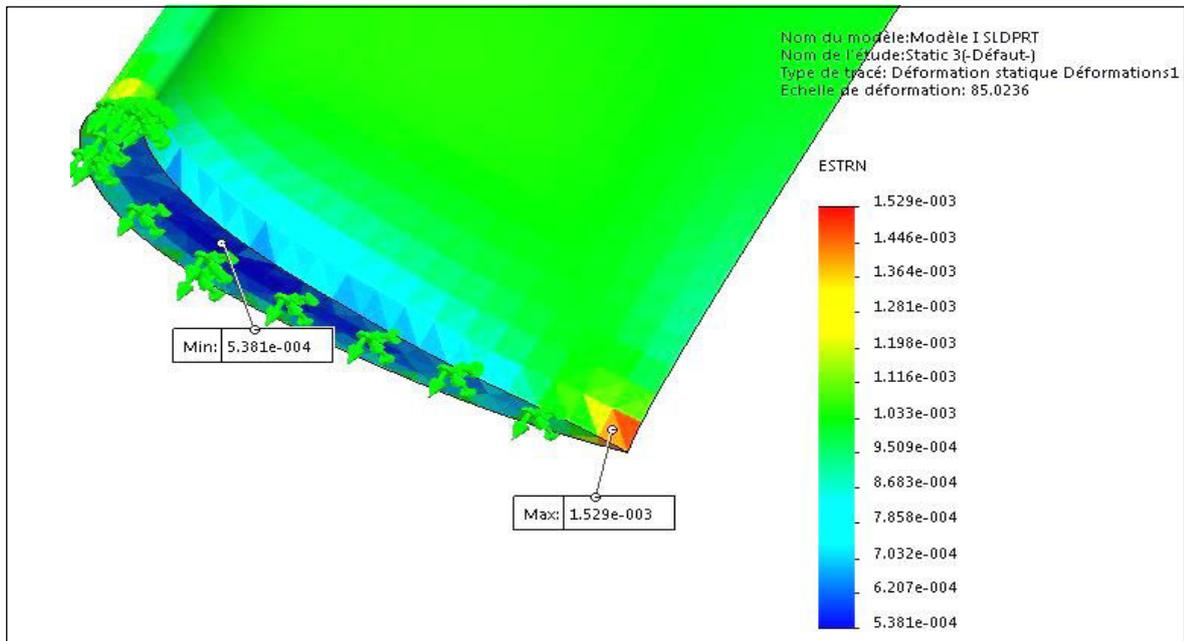
**Fig.26.**Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (**Ti-6Al-4V**)

Nous avons procédé au même relevé des pour montrer la marge entre les intensité des contraintes au voisinage de la contrainte maximale (identifiée par le dernier point de la courbe) et les autres valeurs de la géométrie relevé sur la partie concave de l'aube.

**b)Les Déformations :**



**Fig.27.Répartition des déformations sur le Modèle I(Ti-6Al-4V)**

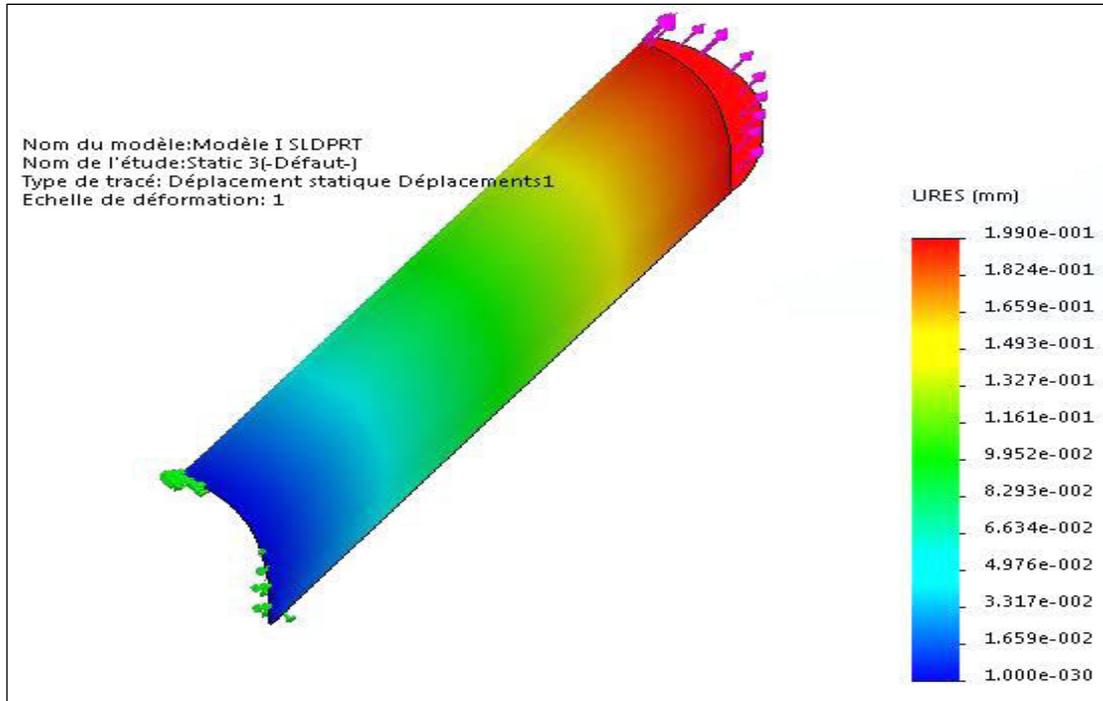


**Fig.28.Zone de la déformation maximale et minimaleModèleI (Ti-6Al-4V)**

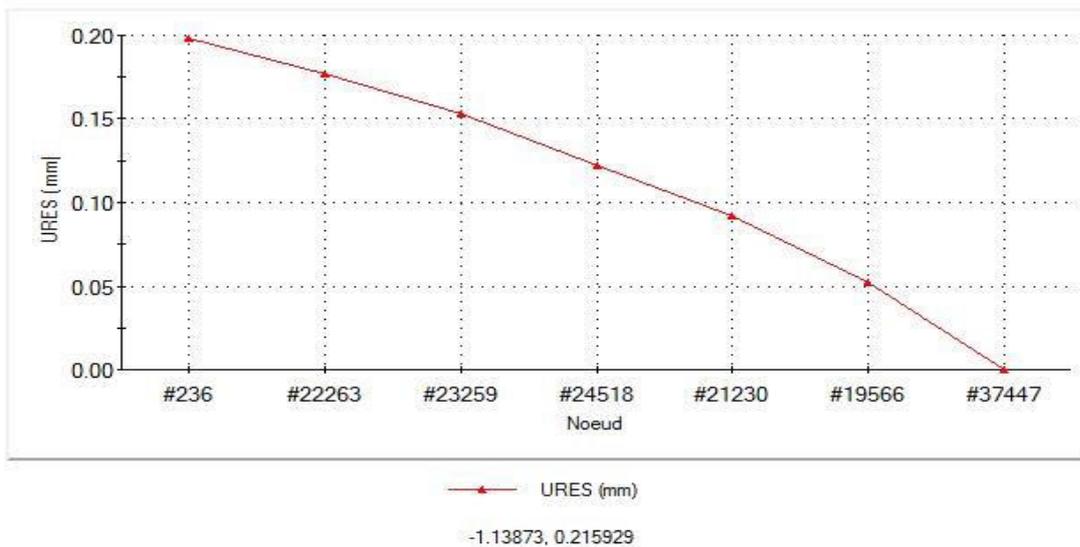
Les déformations correspondante du Modèle I pour l'alliage de Titane montre les valeurs se trouvent dans l'intervalle en dessous de la moitié du maximum de déformation, sauf exception

pour quelques zones du pied d'aube qui présente des valeurs maximales et d'autre proche du maximum autour de la géométrie du pied.

**c) Les Déplacements :**



**Fig.29.**Déplacements résultant du Modèle I (Ti-6Al-4V)



**Fig.30.**Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V)

Les déplacements du modèle I sont très faibles, la valeur au sommet étant égale à 1.990e-001 mais répartie sur un grand volume qui atteindrais estimation par visuelle, presque le quart du volume totale de la géométrie du modèle.

### **III.3. Discussion des résultats de l'étude statique :**

La contrainte maximale pour l'acier allié X6Cr13 est de  $4.428e+008 \text{ N/m}^2$  concentrée dans le pied de l'aube à l'extrémité du bord de fuite où la section est moindre. Dans cette zone la contrainte ne dépasse la limite élastique du matériau qui est égale à  $7e+008 \text{ N/m}^2$ , la différence entre ces deux valeurs est très importante et ne devrait pas être négligée même si la contrainte max n'est pas répartie dans un grand volume et se localise en un point, elle doit être prise en compte et ceci par l'éventuelle modification de la géométrie du bord de fuite si les conditions aérodynamiques le permettent.

Pour l'alliage de Titane Ti-6Al-4V la contrainte maximale est de  $2.503e+008 \text{ N/m}^2$

Localisée au même endroit mais d'intensités très inférieures à la limite d'élasticité qui est égale à  $8.724 \text{ e}8 \text{ N/m}^2$ , la contrainte maximale est presque 4 fois inférieure à la limite d'élasticité.

On remarque d'après les résultats que les déplacements maximums pour les deux matériaux sont concentrés sur la tranche supérieure de l'aube.

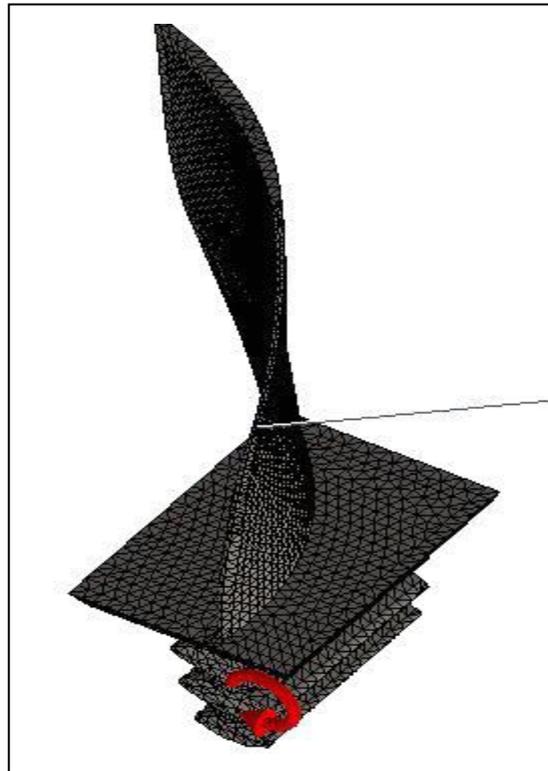
### **III.7. Considération géométrique du Modèle II (Aube de l'étage BP) :**

Le flux de vapeur à travers les grilles d'aubes de l'entrée à la sortie passe par des diamètres croissant, ainsi les aubes des derniers étages présentent des particularités de conception par rapport à ceux de l'étage HP qu'il a fallu prendre en compte pour s'approcher au mieux du modèle réel, le Tableau.VI donne les spécificités du modèle II. Du fait de cette conception ils sont le siège de sollicitations extrêmes : grande force centrifuge, contrainte de flexion due à l'écoulement de vapeur vers le bord de fuite, contrainte thermique sur toute la surface de l'aube. Afin d'exploiter la conception des aubes BP de la turbine à vapeur en ce qui concerne le poids et la vitesse de rotation les grilles d'aubes des derniers étages sont dépourvues de la ceinture périphérique.

Les écoulements de vapeur à l'extrémité de l'aube sont généralement transsoniques donc le nombre de Mach augmente avec la hauteur des aubes. On a donc dû trouver pour contourner certains de ces problèmes donner à ces aubes une déviation par rapport à l'axe radial en modifiant la surface du squelette d'aube du pied vers le haut et en changeant les angles d'entrée et de sortie avec l'augmentation du rayon de l'aube de pied vers le bord pour permettre l'écoulement de vapeur sans incidence néfaste sur la géométrie : c'est ce qu'on appelle le vrillage. Ceci dit il ne faut guère que ce vrillage soit une source d'apparition de

coefficients de charge aérodynamique trop importants ou ondes de chocs qui font apparaître des phénomènes vibratoires induits par les écoulements instationnaires et turbulents de vapeur d'eau lors de vitesses critiques.

### III.7.1. Maillage du Modèle II :



**Fig.31.** Maillage en éléments finis de l'aube de l'étage basse pression (Modèle II)

<b>Paramètres</b>	<b>Plan I (Pied de l'aube)</b>	<b>Plan II</b>	<b>Plan III</b>	<b>Plan IV (Sommet de l'aube)</b>
<b>Hauteur L (mm)</b>	<b>0</b>	<b>151</b>	<b>304</b>	<b>607</b>
<b>Corde C (mm)</b>	<b>292</b>	<b>290</b>	<b>286</b>	<b>284</b>
<b>Epaisseur Max e (mm)</b>	<b>28</b>	<b>27</b>	<b>19.2</b>	<b>13</b>
<b>Angle d'aube à l'entrée <math>\beta_1</math> (°)</b>	<b>39.9</b>	<b>51.99</b>	<b>68.34</b>	<b>69.14</b>

<b>Angle d'aube à la sortie <math>\beta_2</math> (°)</b>	<b>6.57</b>	<b>13.7</b>	<b>18.34</b>	<b>43.81</b>
<b>Section S (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>4246</b>	<b>2443</b>	<b>1112</b>	<b>1091</b>

**Tableau.VI.**Paramètre géométrique du Modèle II

<b>Type de maillage</b>	Maillage volumique
<b>Mailleur utilisé:</b>	Maillage standard
<b>Transition automatique:</b>	Désactivé(e)
<b>Boucles automatiques de maillage:</b>	Désactivé(e)
<b>Points de Jacobien</b>	4 Points
<b>Tailed'élément</b>	20.7241 mm
<b>Tolérance</b>	1.0362 mm
<b>Qualité de maillage</b>	Haute

**Tableau.VII.**Information sur le maillage effectué

### **III.8.Etude statique :**

#### **III.8.1.Cas de l'acier allié X6Cr13 :**



**Fig.32.**Aube vrillée de l'étage BPen acier allié (Modèle II)

### III.8.1.1.Calcul de la force centrifuge

De la formule (4) on a :

$$F = \rho S r_2^2 \Omega^2 \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right) \quad (4)$$

Le diamètre du disque sur lequel sont montées les aubes de cet étage étant égale à 1800mm on déduit :

Nous considérerons dans notre calcul la superficie comme étant la moyenne des sections des quatre plans de la géométrie de l'aube car le profil d'évolution des sections transversales de l'aube ne suivent pas une ligne droite ainsi on supposera que la force centrifuge agissant sur toute les sections de l'aube soit calculé a partir de la valeur moyenne.

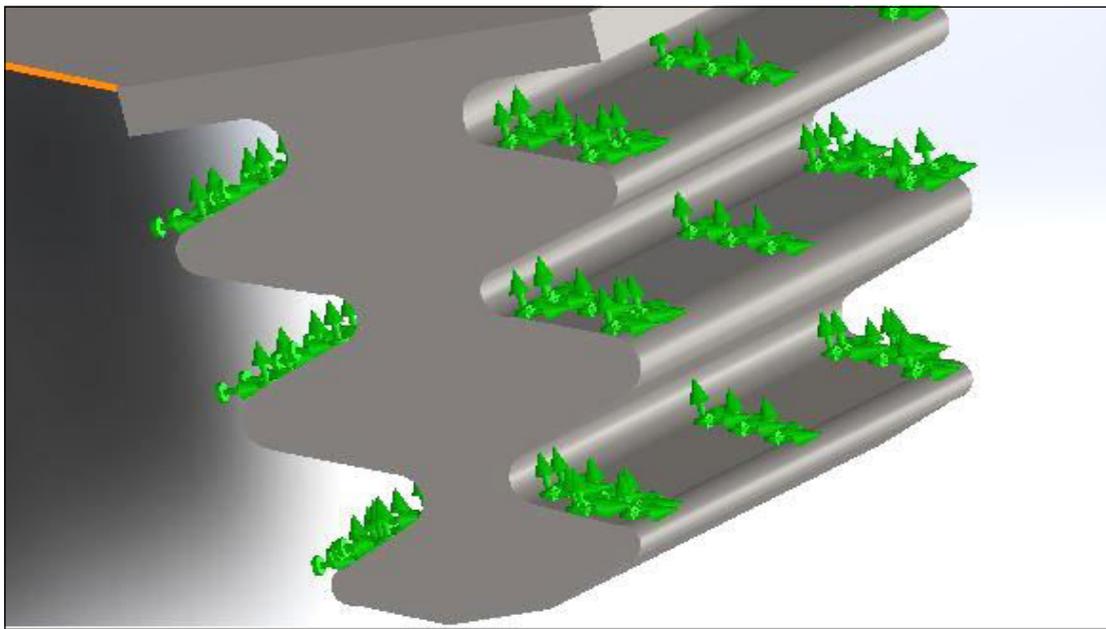
$$r_2 = 1507 \text{ mm} \quad r_1 = 900 \text{ mm}$$

$$\Omega = 6000 \text{ tr/min} ; \quad S = 2223 \text{ mm}^2$$

$$\rho = 7700 \text{ Kg/m}^3 \quad F = 1010504 \text{ N} = 1010.50 \text{ KN}$$

### III.8.1.2.Simulation de l'étude statique :

Le modèle II est une aube vrillée à encrage en pied de sapin qui reproduit la fixation sur les disques des rotors des pales comme montré sur la Fig.33.

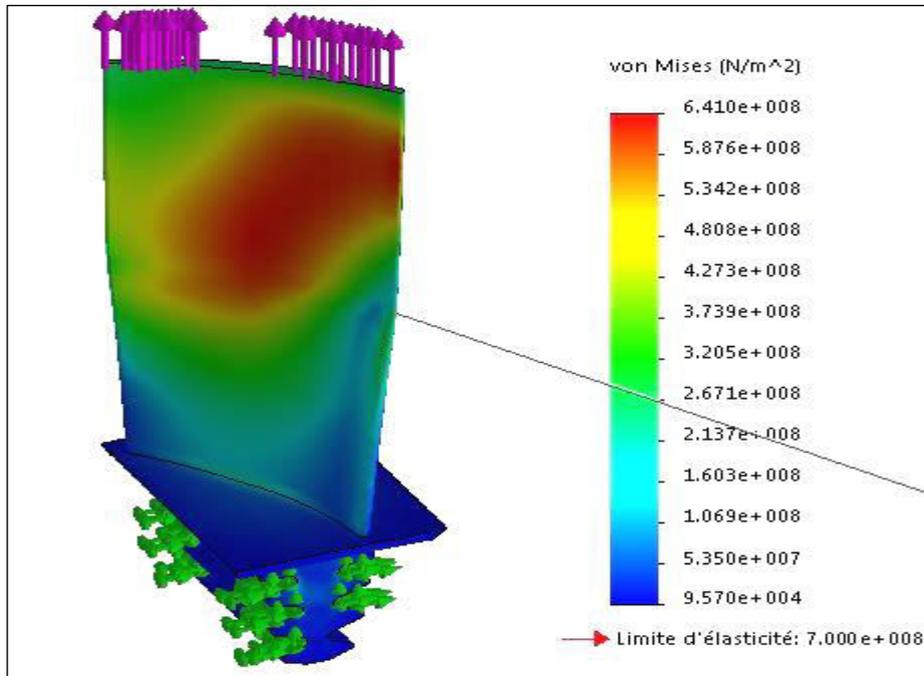


**Fig.33.**Géométrie fixe du Modèle II

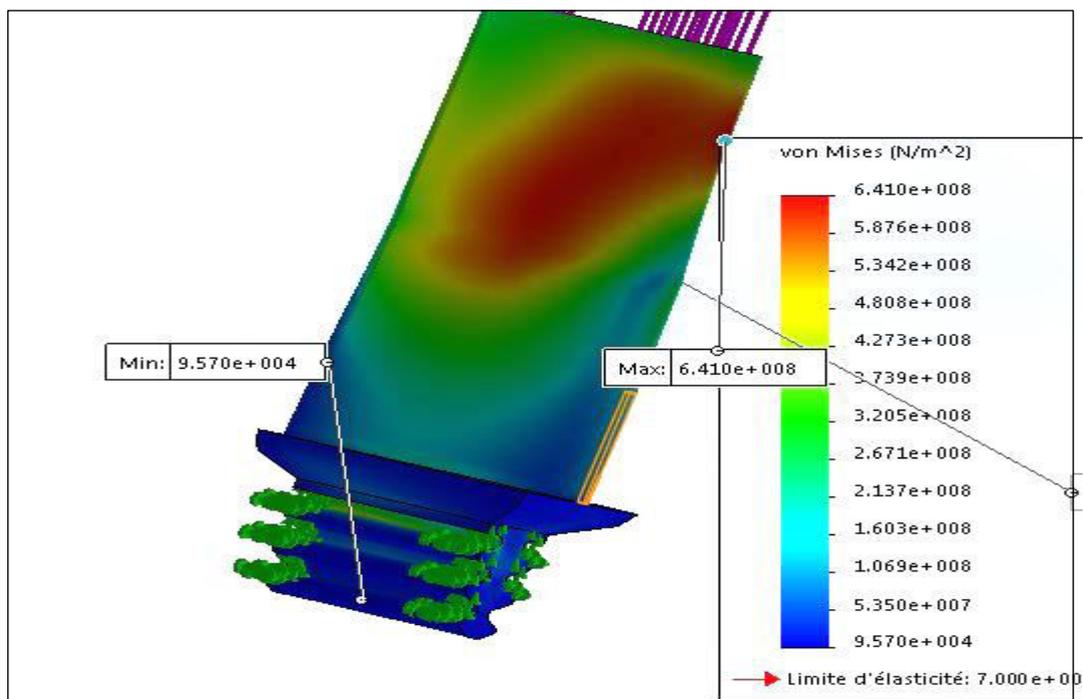
### III.8.1.3.Résultats :

Après les calculs nous avons trouvé les résultats suivants :

#### a)Les contraintes :



**Fig.34.**Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (X6Cr13)



**Fig. 35.**Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle II (X6Cr13)

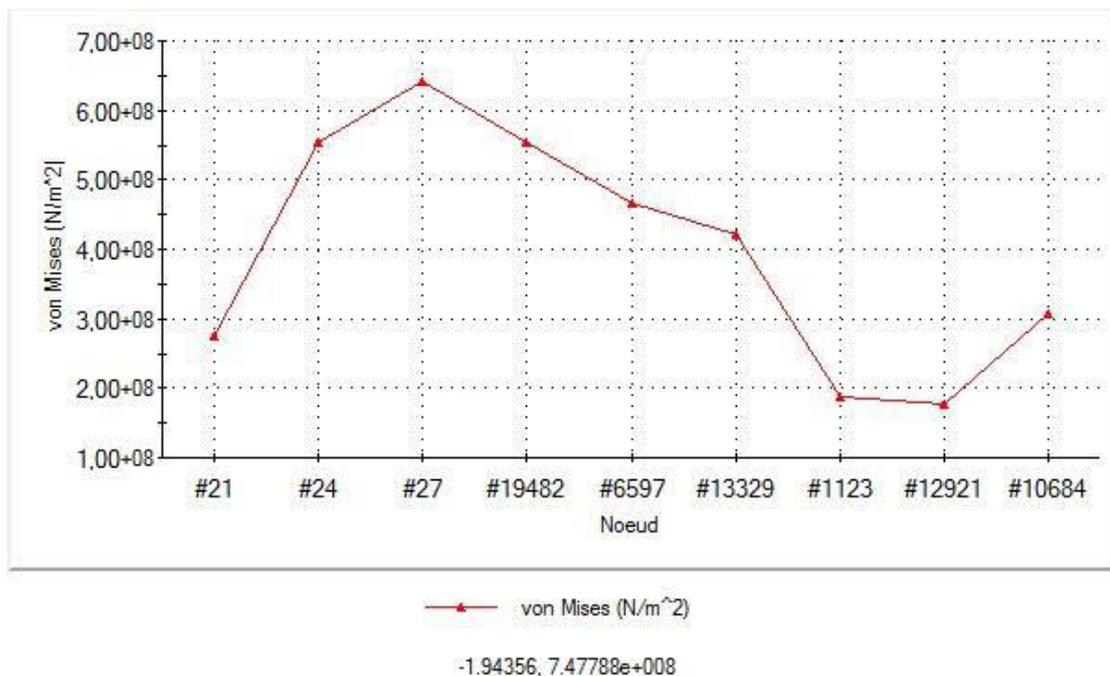
Contrairement au modèle I on remarque sur la **Fig.35**. que la distribution et l'intensité des valeurs des contraintes ont changés, la zone dans la partie supérieur et au milieu de l'intrados présente un maximum distribué sur une large surface par rapport a la totalité de l'aube. On remarque aussi qu'il existe une ligne de concentration de contrainte a intensité assez élevée mais n'atteignant pas le maximum, le long de l'intérieur de la partie en pied de sapin.

La **Fig.36**.montre la distribution des contraintes sur des emplacements différent du modèle de la partie supérieur jusqu'au pied et de l'aube en passant par la région concave de l'intrados représentée par la zone rouge.

La dernière valeur représente un point relevé sur la partie de l'encrage ou on a remarqué une distribution de contrainte le long d'une ligne.

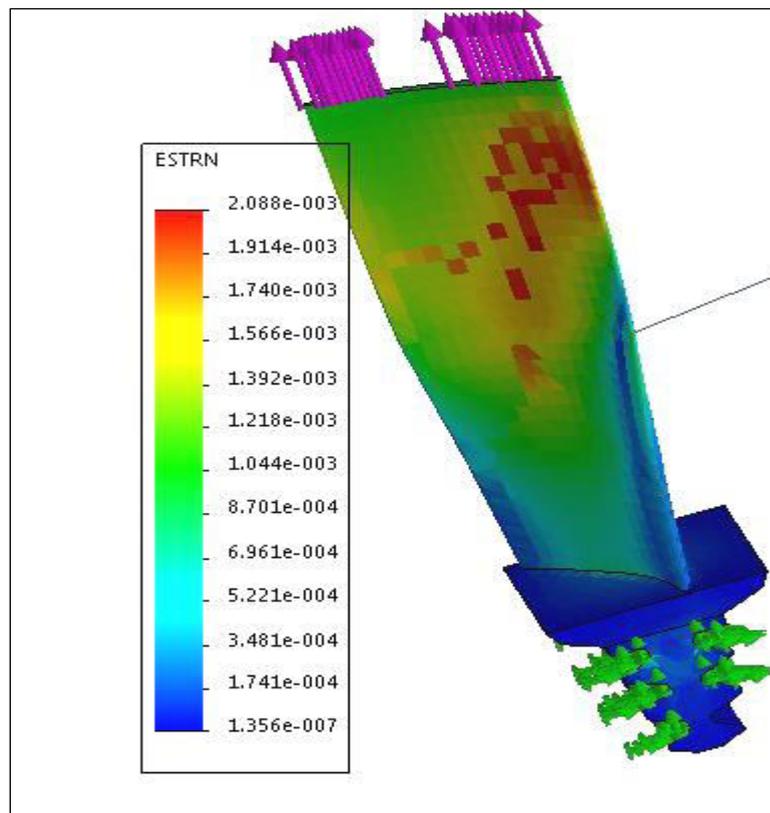
La valeur maximale est minimale des contraintes sont relevées.

Min	Max
9.570e+004 N/m <sup>2</sup>	6.410e+008N/m <sup>2</sup>
Noeud: 9810	Noeud: 10739

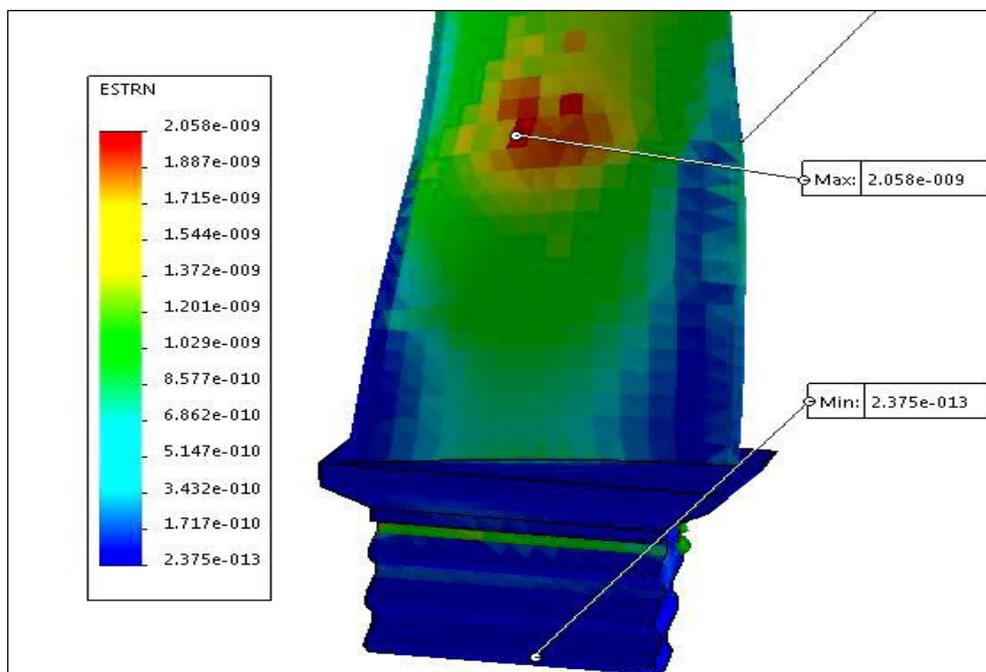


**Fig.36.**Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (**X6Cr13**)

## b) Les déformations



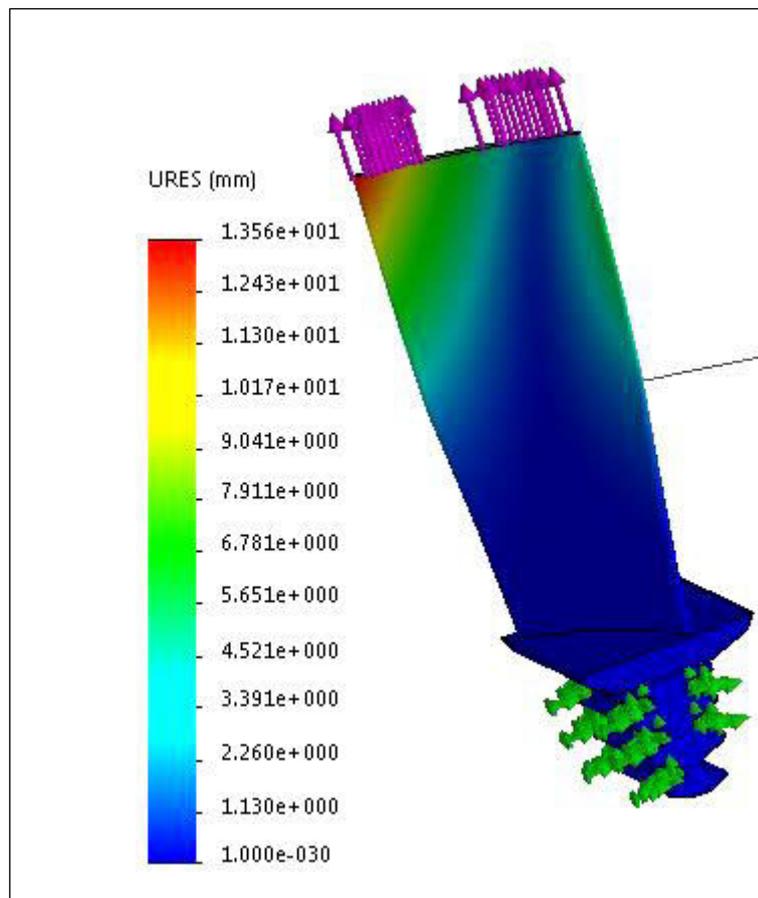
**Fig.37.**Répartition des déformations sur le Modèle II(X6Cr13)



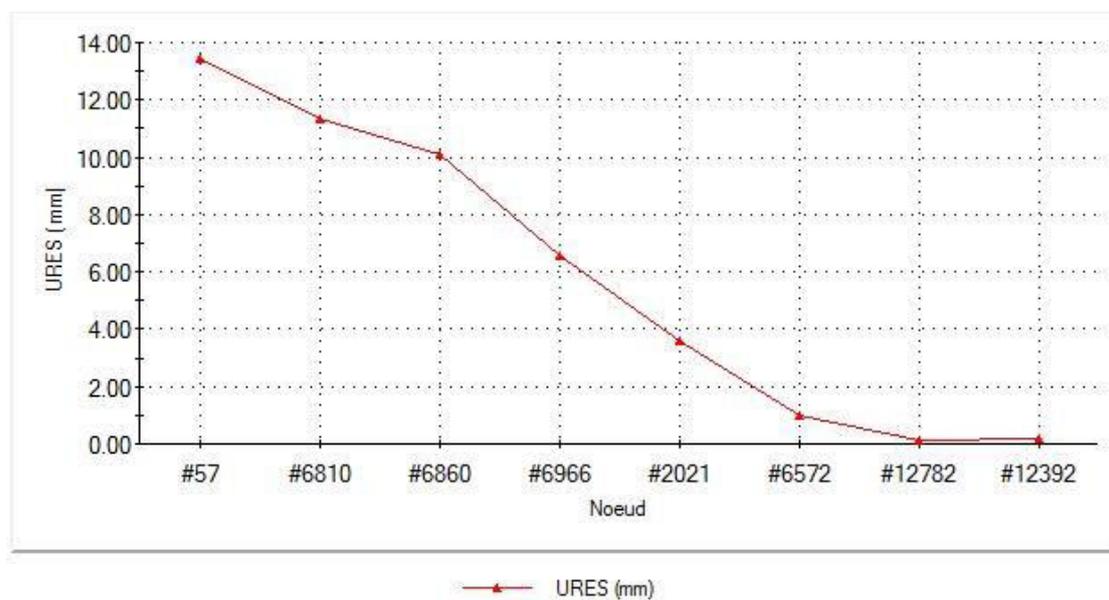
**Fig.38.**Zone de la déformation Maximale et minimale(X6Cr13)

Les **Fig.38** et **Fig.37.**montrent la compatibilité de répartition entre contraintes et déformations.

**c) Les Déplacements :**



**Fig.39.**Déplacements résultant du Modèle II (X6Cr13)



**Fig. 40.**Valeurs des déplacements du haut vers le pied de l'aube Modèle II(X6Cr13)

Les différents points sondés sur l'aube sont répartis de la partie supérieure vers le pied de l'aube, on remarque que les déplacements sont presque nuls au pied de l'aube et atteignent leur maximum dans la zone supérieure du bord de fuite ou l'épaisseur est moindre.

### **III.8.2.Cas de l'alliage de Titane Ti-6Al-4V**



**Fig. 41.**Aube vrillée de l'étage BP en titane (Modèle II)

#### **III.8.2.1.Calcul de la force centrifuge**

Nous allons calculer la force centrifuge utilisant la formule (4)

$$r_2 = 1507 \text{ mm} \quad r_1 = 900 \text{ mm}$$

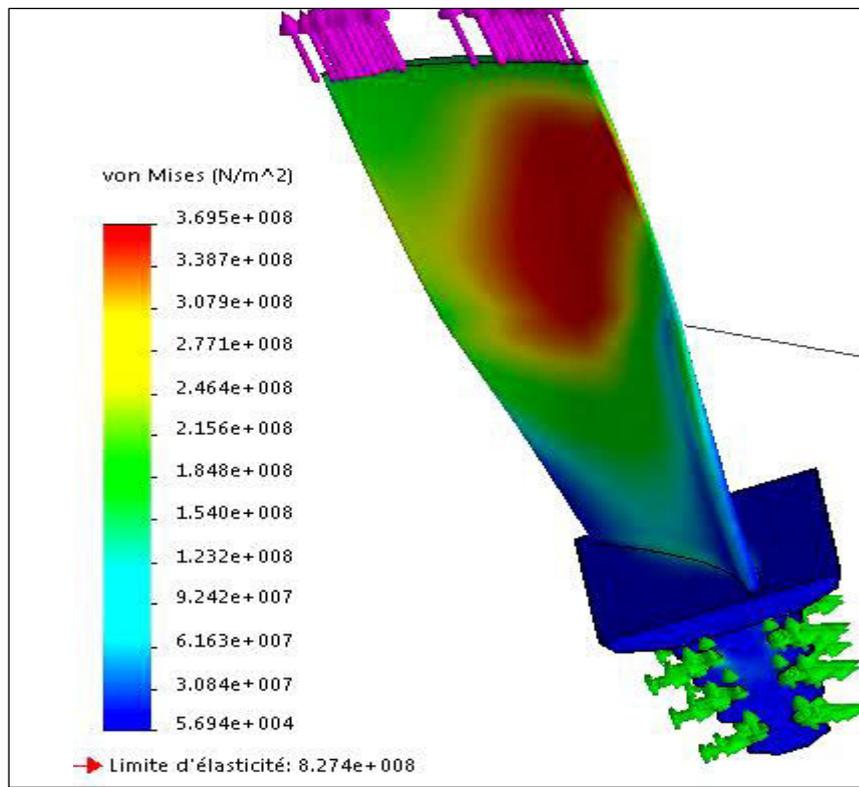
$$\Omega = 6000 \text{ tr/min} ; \quad S = 2223 \text{ mm}^2$$

$$\rho = 4428 \text{ Kg/m}^3$$

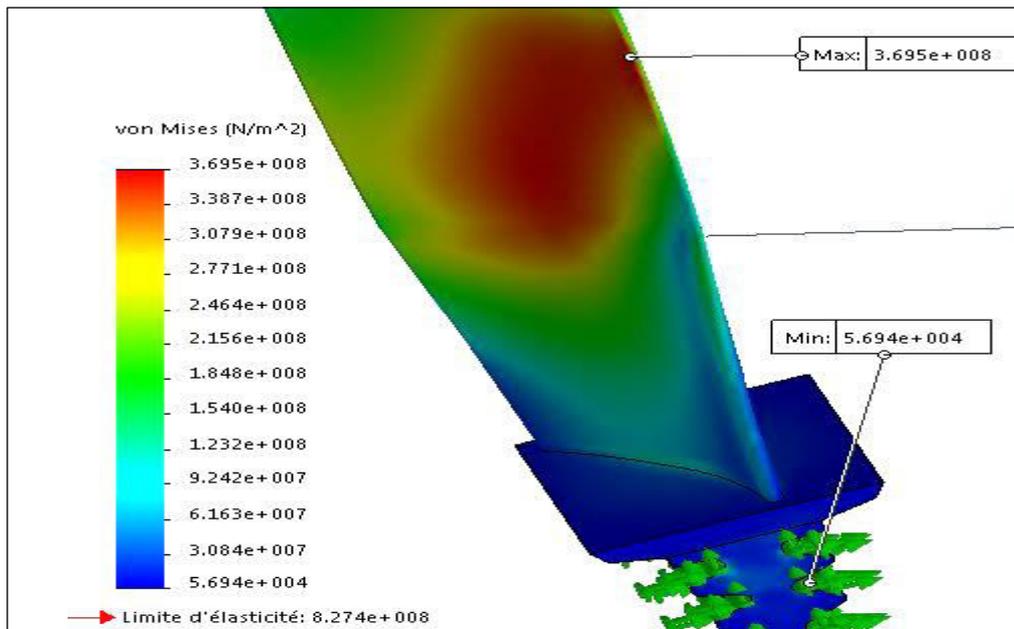
La valeur de la force sera donc :

$F=575002N =575 KN$

**a) Les contraintes :**



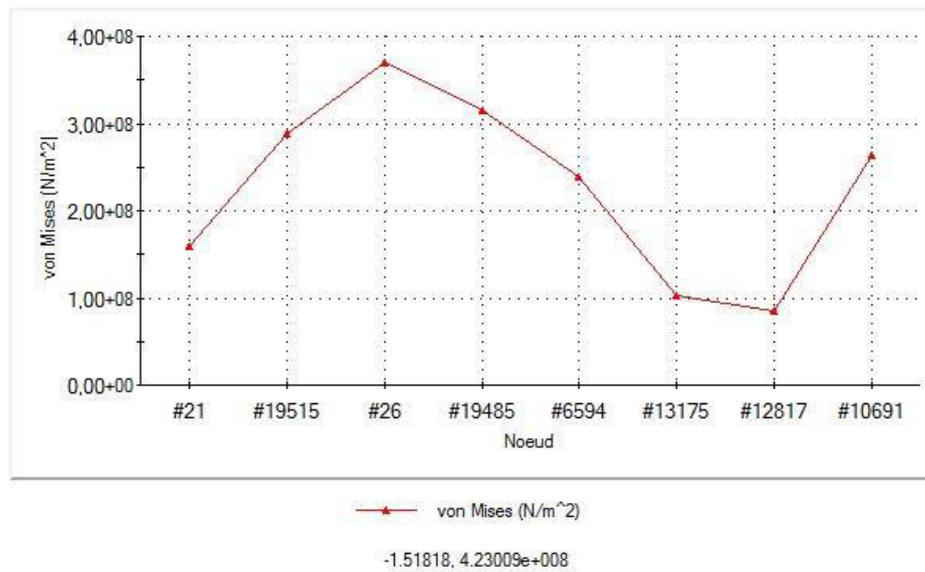
**Fig. 42.**Distribution des contraintes de Von Mises sur l'aube (**Ti-6Al-4V**)



**Fig. 43.**Zone de contraintes Maximale et minimale sur le Modèle II (**Ti-6Al-4V**)

Les contraintes minimale et maximale sont relevées :

Min	Max
5.694e+004 N/m <sup>2</sup>	3.695e+008 N/m <sup>2</sup>
Noeud: 194	Noeud: 121



**Fig. 44.** Contraintes de Von Mises du haut vers le pied de l'aube (**Ti-6Al-4V**)

On a sondé huit point sur l'intrados en partant du haut vers le pied de l'aube en relevant aussi la contrainte qui apparait le long de la ligne de la forme en pied de sapin représenté sur la courbe par le dernier point, on remarque que la valeur de la contraintes la long de cette ligne est supérieur à celle au pied de l'aube.

## b) Les Déformations

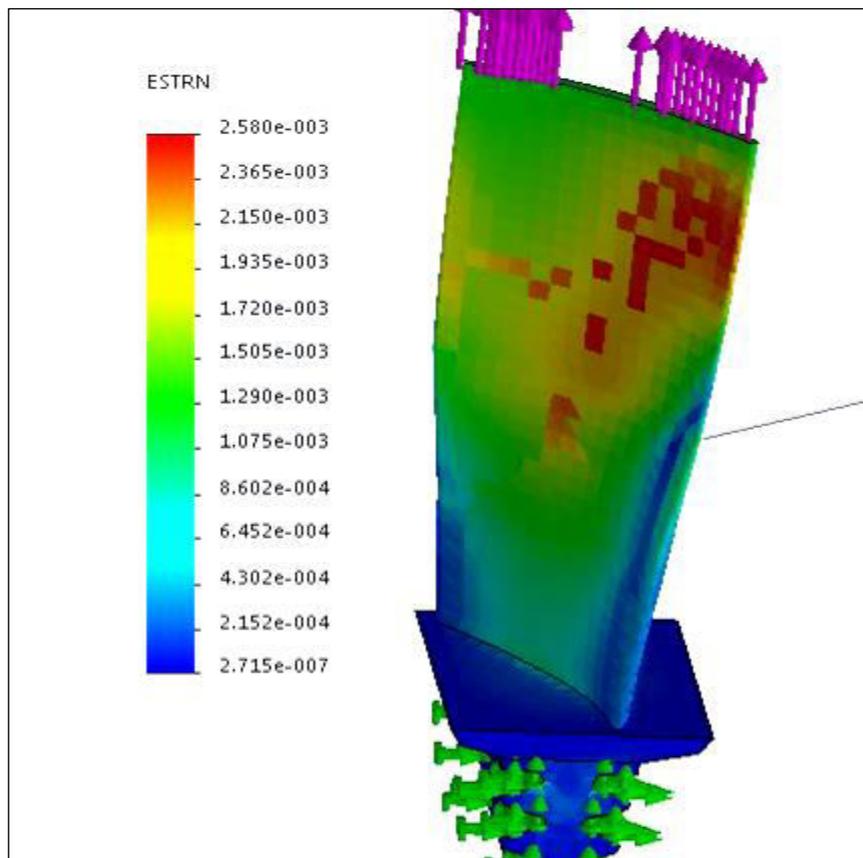


Fig. 45. Répartition des déformations sur le Modèle II (Ti-6Al-4V)

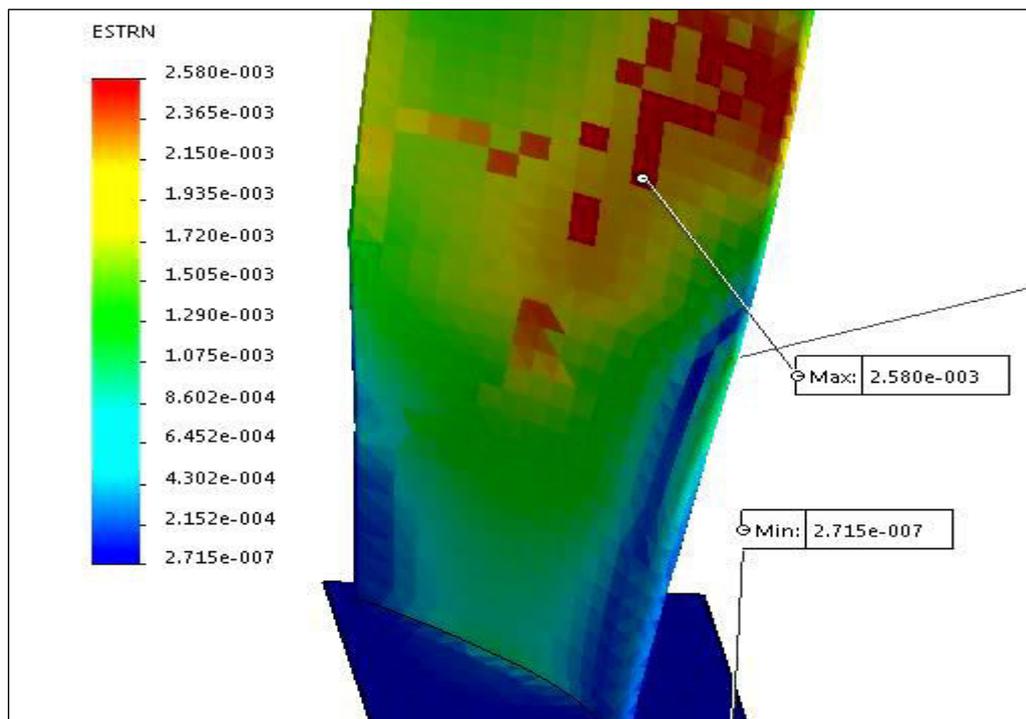


Fig. 46. Zone de la déformation maximale et minimale Modèle II (Ti-6Al-4V)

### c) Les Déplacements

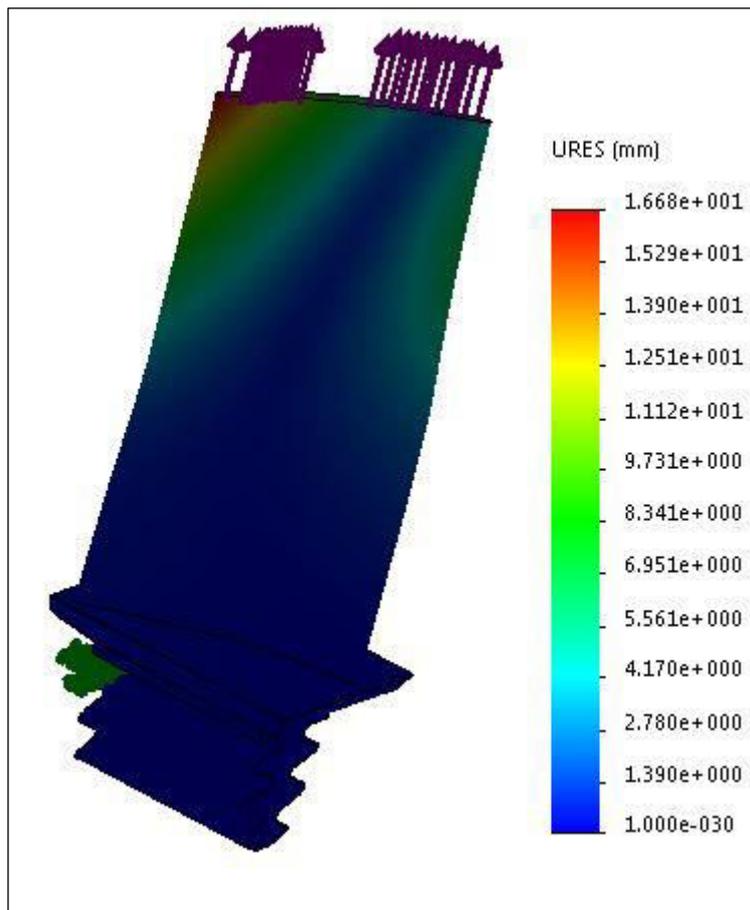


Fig. 47. Déplacements résultant du Modèle II (Ti-6Al-4V)



Fig. 48. Valeurs des Déplacement du haut vers le pied de l'aube (Ti-6Al-4V)

Comme pour le cas de l'acier allié X6Cr13 les déplacements au pied de l'aube sont nul est atteignent un maximum autour de l'extrémité supérieur du bord de fuite.

### **III.8.3.Discussion des résultats de l'étude statique :**

La première remarque qu'on note après analyse des résultats des contraintes, déformations et déplacements du Modèle II est la zone de localisation de ces dernières représentées en rouge sur les figures.

La contrainte maximale pour l'acier allié X6Cr13 du Modèle II est de  $6.410e+008 \text{ N/m}^2$  concentrée dans la partie supérieur du milieu de l'intrados (concave) Dans cette zone la contrainte ne dépasse la limite élastique du matériau qui est égale à  $7e+008 \text{ N/m}^2$ , mais notons la proximité de ces deux valeur résultant de la diminution de la section avec l'augmentation du rayon en plus de la courbure du vrillage. Il serait évidemment préférable de réduire au possible cette contrainte du fait de son intensité d'un côté et de sa localisation de l'autre et aussi de sa large distribution superficielle sur la face de l'intrados de l'aube. La contrainte maximale dans le modèle II en alliage de Titane Ti-6Al-4V est de  $3.695e+008 \text{ N/m}^2$  ; soit largement inférieur à la limite d'élasticité du matériau égale à  $8.724 \text{ e}8 \text{ N/m}^2$ .

On notera ici la nécessité d'appliquer un facteur de sécurité par rapport à la limite d'élasticité à cause de la grande intensité de la force centrifuge dans les l'étage BP ( $10^6 \text{ N}$  dans notre cas).

Les zones des déformations correspondent en tout point avec la localisation des contraintes.

### **III.9.Conclusion de l'étude :**

D'après ces résultats nous constatons que le modèle I étudié sous les conditions réelles de fonctionnement est dans une marge sécuritaire en d'autre terme il se trouve dans le domaine élastique. Nous noterons aussi que l'alliage de Titane présente une contrainte maximale moins élevée par rapport à l'acier allié ce qui est dû à la différence de masse volumiques des deux matériaux, car la force centrifuge est proportionnelle à celle-ci.

D'après la (**Fig.29.**)montrant la répartition des déplacements sur la partie supérieure de l'aube on déduit l'utilité de la ceinture à la périphérie des aubes haute pression (HP) dans les turbines à vapeurs.

Pour le modèle II la répartition des contraintes et des déformations y est complètement différente par rapport au modèle I, ceci étant dû au vrillage. L'effort de réaction dans le sens contraire de la force centrifuge implique L'apparition de contraintes le long de l'intérieur du pied de sapin.

### **III.10.Conclusion**

Dans la conception des aubes de turbines travaillant sous charges importantes et sollicitées par plusieurs facteurs mécaniques, il est obligatoire d'identifier l'effets de ces sollicitations sur les aubes, de telle sorte à identifier le matériau qui répond au mieux aux conditions de fonctionnement et pour apporter une contribution à la conception avant usinage de celles-ci.

Nous n'avons considéré que l'effet de la force centrifuge dans notre étude, et nous avons fait la conception et simulation des efforts de deux aubes de turbines HP et BP pour deux alliages différents ; X6Cr13 et Ti6-Al4V.

Les résultats ont montrés que l'alliage de Titane est le matériau à utiliser pour ces aubes car il offre une meilleure résistance avec une masse volumique inférieure à celle de l'acier allié ce qui réduit considérablement la force centrifuge.

Du modèle I et II on note que les aubes des deniers étages sont plus sollicitées que celle des étages HP ainsi ils devraient voir plus d'amélioration quant à leur géométrie. En notons que les contraintes maximales concentrent au niveau du centre de l'intrados de l'aube caractérisé par la zone en rouge.

L'ancrage des aubes en pieds de sapin devait être considéré dans l'étude des aubes, car les contraintes locales peuvent induire à la fatigue et au détachement d'aubes.

Pour une étude exhaustive il est important de souligner que la recherche du comportement dynamique et cyclique des aubes est crucial, car la propagation et l'initiation des fissure dans les aubes est dans plusieurs cas un phénomène responsable de la cassure, aussi l'érosion et l'effort de flexion, les effets instationnaire et thermique de l'écoulement du fluide appelle aussi à étudier le vrillage des aubes l'ambiguïté à surmonter étant de trouvé le meilleur rapport entre résistance et performance aérodynamique. Notre étude n'aura pas porté sur ces derniers phénomènes mais leur importance n'est guère négligeable pour autant.

## **Conclusion générale et perspectives :**

Nous avons pris connaissance dans cette étude avec les turbomachines et leur principe de fonctionnement impliquant la création de couple de rotation par l'écoulement d'un fluide : eau, vapeur ou gaz de combustion. Et nous avons vu leur vaste domaine d'application et à quel point leur importance est cruciale dans tous types d'industrie d'aujourd'hui.

Pour mieux toucher au but de cette étude il était nécessaire de décortiquer la turbine à vapeur pour comprendre les enjeux et les obstacles à vaincre pour concevoir et maintenir une turbine à vapeur dans de bonnes conditions de fonctionnement, et ceci se fera surtout par l'identification des effets des sollicitations sur les parties les plus importantes de la turbine.

Le principal but de cette étude aura été donc de modéliser et de simuler les efforts de la force centrifuge sur les aubes d'une turbine à vapeur, pour les deux étages haute pression et basse pression, et ceci pour deux alliages différents : L'acier allié X6Cr13 et l'alliage de Titane alpha-beta Ti-6Al-4V, pour la comparaison et l'analyse des zones de concentration de contraintes qui varie avec la géométrie d'aubes présentant des profils aérodynamiques différents.

Les résultats obtenus montrent que le choix du matériau des aubes de turbines est un facteur très important dans la limitation de la zone de concentration et d'intensité de contraintes engendrées par la force centrifuge, on aura trouvé que l'alliage de Titane Ti-6Al-4V présente une meilleure résistance car l'intensité des contraintes par rapport à l'acier allié X6Cr13 y est moindre. On notera aussi que les derniers étages présentent un bon nombre de facteurs critiques de fonctionnement : Grande vitesse de rotation, et force centrifuge, vrillage et concentration de contraintes, effets d'écoulement supersonique plus prononcés par rapport aux aubes des étages haute pression.

Les perspectives qui peuvent découler de cette étude sont :

-Les méthodes de simulation et de conception sont un outil très puissant pour créer les conditions réelles de fonctionnement de turbines, mais ils présentent néanmoins des limitations handicapantes pour les études d'écoulement et de fatigue : l'amélioration de ces outils est un aspect crucial dans la recherche future des modèles virtuels d'aubes de turbomachines afin de s'approcher au mieux du modèle réel considéré.

-Cette étude est une initiative qui alimentera de futures recherches plus poussées pour approfondir la connaissance des sollicitations mécaniques sur les aubes de turbines à vapeur.

## Références :

- [1] : P. Vaishaly, B. S. V. Ramarao, "Finite Element Stress Analysis of a Typical Steam turbine blade, International Journal of Science and Research (IJSR), Volume 4 Issue 7, July 2015.
- [2] : J.S.Rao, .Ch.Peraiah, Udai Kumar Singh, Estimation of dynamic stresses in last stage steam turbine blades under reverse flow conditions, Trendles, Ryme Intrinseca Sherborne DT9 6JX, England,2013.
- [3] : K. Swarnalata Naga Durgal, Dr. P. H. V. Sessa Talpa Sai Design and Analysis of Steam Turbine Blade using FEA, International Journal of scientific Engineering and technological research, ISSN 2319-8885 Vol.04,Issue 29, Pages:5661-5665, August-2015.
- [4] : B Rambabu, Murali.k, Design and Fatigue Analysis of Turbine Rotor blade using F.E.M.International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research, Volume No: 2, April 2015.
- [5] : M. Nurbanasari, Abdurrachim, Crack of a first stage blade in a steam turbine, Case Studies in Engineering Failure Analysis,9 May 2014.
- [6] : Male Koteswara Rao1, Subhramanyam, Sharma,Design and Finite Element Analysis of Turbine Blade, International Journal of Science Technology and Management, Vol.No.4, Issue No.12, December 2015.
- [7] : Masato Machida, Hideo Yoda, Eiji Saito, Kiyoshi Namura, ,Development of Long Blades with Continuous Cover Blade structure for steam turbines, *Hitachi Review Vol. 51 , No. 5, Pages 143-147, Japan, 2002.*
- [8] : William P. Sanders.P.Eng Volume 2,Turbine steam path, maintenance and repair, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, *Volume Two, Tulsa, USA, 2002.*
- [9] : Jan Kryszynski, Turbomachine théorie générale, *Office des publications universitaires, Alger 1994.*
- [10] : Michel Pluvoise., Ingénierie des Turbomachines, Circuits, aubages, vibrations, effets instationnaires et des exercices résolus, *Edition Ellipse S.A, Paris, 2012.*
- [11] : Robert REY,,Machines à fluides compressible, turbines et compresseurs, *Paris Tech, Paris, Novembre 2008.*
- [12] : Shigeeki Senoo, Hideki Ono, Takanori Shibata, Susumu Nakano, Yutaka Yamashita, Kunio Asai,Kazuya Sakakibara, Hideo Yoda and Takeshi Kud, Development of Titanium 3600rpm-50inch and 3000rpm-60inch, *International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, Volume 6, Number 2. Japan, October 2014.*

- [13] : Michel Vincent de Paul, Turbines à fluide compressible, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique Doc. BM 4 562 – 1, France,2005.
- [14] : R. I. Jaffee, Titanium Steam Turbine Blading, Workshop Proceedings Palo Alto, California 9-10 November 1988.
- [15] : Terrel Croft, I.V LeBow, E.R, Powell, Steam Turbine principle and practice. *McGraw-Hill book company, Inc. First Edition, New York, 1923.*
- [16] : A.Sh-Leizerovich, Steam\_Turbines\_for\_Modern\_Fossil-Fuel Power plants, Alexander S. Leyzerovich. Published by The Fairmont Press, Inc, USA, 2007.
- [17] : Michel Pluiose, Conversion d'Energie par Turbomachines - Eoliennes, turbines à gaz, cogénération, cycles combinés, gaz-vapeur...(exercices résolus) - Génie énergétique, Ellipse Edition S.A. Paris, 2005.
- [18] : S.L.Dixon, Fluid Mechanics Turbodynamics Of Turbomachinery, Pergamon Press, Third Edition, University of Liverpool,England, 1978.
- [19] : René Bidard, Jacques Bonnin, Energetique et turbomachine, Editions Eyrolles, Paris, 1979.