

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université M'Hamed Bougara-Boumerdes
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études
En vue de l'obtention du diplôme de

Master

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Hydrocarbure

Option : Génie mécanique-Mécanique des unités Pétrochimiques

Présenté par :

BOUFRIDI Tayeb
SEBTI Anouar

THEME

**ANALYSE DU PHENOMENE DE CORROSION DANS LA TURBINE A VAPEUR
MHI 9CL12 ET DE LA FISSURATION PAR CSC (CORROSION SOUS
CONSTRAINTES) DES DISQUES DU ROTOR.**

Soutenu publiquement le / / 2022

Devant le jury :

	Nom et Prénom	Grade	Université/Affiliation
Président de jury	MOUHAMEDDI Kamel	Professeur	UMBB
Examineur	SAHNOUNE Khaled	MAA	UMBB
Examineur	MEFTAH Sihem	MCA	UMBB
Encadreur	BETTAYEB Mourad	MCB	UMBB

Remerciements

Nos remerciements vont tout premièrement à **Dieu** tout puissant pour la volonté, la santé et la patience, qu'il nous a donnée durant toutes ces longues années.

Nous exprimons nos profondes gratitude à **nos parents** pour leurs encouragements, leur soutien et pour les sacrifices qu'ils ont enduré.

Nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre encadreur Monsieur " **M.BETTAYEB** " pour nous avoir encadrer et pour le suivi continuel tout le long de la réalisation de ce travail et qui n'a pas cessé de nous donner ses conseils et remarques.

Nous remercions **les membres de jury** d'examen pour l'honneur qu'ils nous font en participant au jugement de ce travail.

Nous tenons à remercier vivement toutes personnes qui nous ont aidé à élaborer et réaliser ce mémoire, ainsi qu'à tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin à accomplir ce travail.

Nos remerciements vont aussi à tous **les enseignants** du département transport et équipements des hydrocarbures qui ont contribué à notre formation.

Enfin nous tenons à exprimer notre reconnaissance à tous **nos amis** et **collègues** pour leur soutien moral et matériel

DEDICACE

Quoi que de plus que de pouvoir partager les meilleurs moments de sa vie avec les êtres qu'on aime.

Arrivé au terme de mes études, j'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

-A mes parents, mon frère, mes très chères sœurs

-A tous mes amis

-A tous ceux qui m'ont aidés de près ou de loin afin d'accomplir ce travail avec succès.

Tayeb BOUFRIDI

Anouar SEBTI

Résumé

En réalisant ses différents œuvres, l'ingénieur s'est aperçu que nombreuses fissures se développent d'une façon plus au moins rapide conduisant parfois à la ruine des structures. Comme celles des fissures sous corrosion, qui sont néfastes et posent un grand problème aux industriels dans plusieurs domaines. Ce type de fissure touchent les turbines à vapeurs utilisées dans le domaine pétrolier comme les raffineries, où ils ont fait l'objet de réparations dans plusieurs opérations de maintenance. Plusieurs recherches ont alors étudié ce phénomène alarmant et ont développé ainsi la théorie de la mécanique de la rupture permettant d'analyser l'évolution des fissures jusqu'à la ruine éventuelle des structures. Dans la présente étude, nous avons utilisé SolidWorks et RDM7 pour modéliser et analyser la résistance du rotor de la turbine à vapeur MHI 9CL12 et ANSYS pour modéliser et analyser la fissuration avec et sans corrosion du disque du 9^{eme} étage de la turbine à vapeur fissurée. Les résultats obtenus s'avèrent satisfaisants pour comprendre l'influence de la corrosion sur la fissuration le comportement de la structure étudiée et les paramètres de fissuration.

Mots. Clefs : Turbine à vapeur ; corrosion sous contrainte ; fissure ;

Méthode des éléments finis.

Summary

By carrying out his various works, the engineer noticed that many cracks develop more or less quickly, sometimes leading to the ruin of structures. Like those of cracks under corrosion, which are harmful and pose a great problem for manufacturers in several fields. This type of crack affects steam turbines used in the oil field such as refineries, where they have been repaired in several maintenance operations. Several researches then studied this alarming phenomenon and thus developed the theory of the mechanics of the rupture making it possible to analyze the evolution of the cracks until the possible ruin of the structures. In the present study, we used SolidWorks and RDM7 to model and analyze the resistance of the rotor of the MHI 9CL12 steam turbine and ANSYS to model and analyze the cracking with and without corrosion of the disk of the 9th stage of the cracked steam turbine. The results obtained are satisfactory for understanding the influence of corrosion on cracking, the behavior of the structure studied and the cracking parameters.

Key words : Steam Turbine; stress corrosion; crack ; Finite element method.

Table des matières

Introduction générale	1
Chapitre1 Aperçu général et description de la turbine à vapeur MHI	2
1.1 Généralités.....	2
1.2 Théorie de la turbine à vapeur	2
1.3 Classification des turbines.....	3
1.3.1 Turbines à action	3
1.3.2 Turbine à réaction.....	5
1.4 Description technique de la turbine à vapeur MHI.....	8
1.4.1 Le Rotor.....	8
1.4.2 Le stator.....	10
1.4.3 Tourillon et palier de butée	10
1.4.4 Système d'étanchéités des turbines de process X01, X02, X03JT.....	11
1.4.4.1 L'étanchéité interne	11
1.4.4.2 L'étanchéité de sortie d'arbre	11
1.4.4.3 Les boites étanches des x01, x02, x03jt cote HP	12
1.4.4.4 COTE BP.....	12
1.4.5 Caractéristiques des turbocompresseurs du process	13
1.4.6 Caractéristiques techniques des turbines du process.....	14
Chapitre 2 Etude de la corrosion et fissuration par CSC dans la TAV-MHI	16
2.1 Généralités sur la corrosion.....	16
2.2 Mécanisme de la corrosion électrochimique	17
2.3 Types de corrosion	19
2.4 Fissurations par corrosion sous contraintes.....	20
2.4.1 Généralités.....	20
2.4.2 Mécanisme de la corrosion sous contraintes.....	21
2.4.2.1 Amorçage.....	21
2.4.2.2 Transition entre le défaut de corrosion localisée et la fissure « courte » de CSC.....	22
2.4.2.3 Propagation de la corrosion sous contrainte.....	22
2.4.3 Paramètres influençant La propagation de fissure de la CSC	23
2.4.3.1 Facteurs Environnementaux	23
2.4.3.2 Paramètres mécaniques.....	24
2.4.3.3 Facteurs métallurgiques.....	24
2.4.4 Corrosion fissurant sous contrainte dans les turbines à vapeur.....	24

2.4.4.1	Interprétation.....	29
2.4.5	L'influence des différents facteurs de CSC.....	29
Chapitre 3	Analyse statique et modal du rotor.....	34
3.1	Les caractéristiques mécaniques et géométriques du rotor	34
3.1.1	Les caractéristiques du matériau.....	34
3.2.2	Simulation par le logiciel SolidWorks	44
3.2.2.2	Analyse statique	48
▪	Comparaison des résultats à celles de RDM7	56
3.2.2.3	Analyse Modale (fréquentielle).....	57
Chapitre 4	Simulation de la fissuration sous corrosion.....	61
4.1	Nature de l'endommagement.....	61
4.2	Modélisation du défaut de corrosion.....	62
4.3	Modèle de simulation numérique ANSYS.....	63
4.3.1	Les paramétrés géométriques.....	63
4.3.2	Modélisation de la fissure	65
4.3.3	L'analyse de fissure.....	66
4.3.4	Les résultats	68
	Conclusion.....	75
	Conclusion générale	76

Liste des figures

Figure 1.1 Cycle de Rankine à surchauffe sur le diagramme T-S	3
Figure 1.2 Turbine à action à chute de pression (Rateau)	4
Figure 1.3 Turbine à action à chute de pression (Rateau)	5
Figure 1.4 Turbine à réaction	5
Figure 1.5 Rotor d'une turbine à vapeur MHI	8
Figure 1.6 Palier de Butée	10
Figure 1.7 Systèmes d'étanchéité des turbines de process	12
Figure 2.1 Corrosion métallique du fer dans une eau neutre aérée	18
Figure 2.2 Diagramme de Pourbaix du fer	19
Figure 2.3 Différentes étapes de la CSC.	22
Figure 2.4 Oxydation des disques intermédiaires	25
Figure 2.5 Corrosion des aubes intermédiaires	26
Figure 2.6 Piqûres de corrosion au niveau des disques intermédiaires	26
Figure 2.7 Fissuration du disque de la turbine 501JT.....	26
Figure 2.8 Zones problématiques des turbines à vapeur avec disques frettés	28
Figure 2.9 Profondeurs des fissures observées sur des rotors de turbines.....	28
Figure 2.10 Les facteurs influençant le	29
Figure 2.11 Influence de la taille de fissure.....	29
Figure 2.12 L'influence de la quantité des agents corrosifs.....	30
Figure 2.13 Localisations du défaut sur la turbine de process-Fissuration du disque du 9 étage à proximité des entailles des ailettes	31
Figure 2.14 Schématisation de la conduite du 9 ^{ème} étage.....	32
Figure 3.1 Définition du type de l'ossature	39
Figure 3.2 Modélisation de l'arbre à section variable avec des éléments poutres	40
Figure 3.3 Application des différentes charges	40
Figure 3.4 La déformée du rotor sans torsion	41
Figure 3.5 Diagramme d'effort tranchant sans torsion	41
Figure 3.6 Diagramme du moment fléchissant sans torsion	42
Figure 3.7 Les contraintes de VON MISES sans torsion	42
Figure 3.8 Les contraintes de TRESCA sans torsion	42

Figure 3.9 Les contraintes de VON MISES avec torsion	43
Figure 3.10 Les contraintes de TRESCA avec torsion	43
Figure 3.11 Dessin de rotor en 2D	45
Figure 3.12 Application dimensionnelle sur une roue de rotor	45
Figure 3.13 Rotation du dessin d'ensemble autour d'un axe de révolution	46
Figure 3.14 Dessin d'ensemble en 3D sans les ailettes	46
Figure 3.15 Création de l'ailette	47
Figure 3.16 Insertion d'ailettes	47
Figure 3.17 Modèle 3D du Rotor	48
Figure 3.18 Création de simulation statique	49
Figure 3.19 Définition du matériau	49
Figure 3.20 Fixation géométrique sans torsion	50
Figure 3.21 Maillage du rotor	50
Figure 3.22 Rotor après maillage et application de la gravité	51
Figure 3.23 Les déplacements sans torsion	51
Figure 3.24 Les contraintes de TRESCA et VON MISES sans torsion	52
Figure 3.25 Fixation géométrique avec torsion	53
Figure 3.26 Les déplacements	53
Figure 3.27 Les contraintes de VON MISES et TRESCA avec torsion	54
Figure 3.28 La concentration des contraintes entre la roue 9 et 10	54
Figure 3.29 La contrainte de VON MISES maximale	55
Figure 3.30 Rotor après maillage	57
Figure 3.31 Tracé du mode 1	57
Figure 3.32 Tracé du mode 2	58
Figure 3.33 Tracé du mode 3	58
Figure 3.34 Tracé du mode 4	59
Figure 3.35 Tracé du mode 5	59
Figure 3.36 Tracé du mode 6	60
Figure 4.1 Fissure du disque du 9ème étage du rotor de la turbine MHI 501JT	61
Figure 4.2 Création de la rainure	62
Figure 4.3 Visualisation 3D de la rainure	62
Figure 4.4 Liste des données	63

Figure 4.5 Propriété du matériau (ANSYS)	63
Figure 4.6 Maillage (ANSYS).....	63
Figure 4.7 Les connexion de contact (ANSYS)	64
Figure 4.8 Les conditions aux limites et efforts (ANSYS)	64
Figure 4.9 Visualisation de la fissure dans la rainure	65
Figure 4.10 Paramètres de la fissure.....	66
Figure 4.11 Contraintes de VON MISES sans corrosion (a) et avec corrosion (b)	66
Figure 4.12 Représentation géométrique d'une fissure de surface semi-elliptique	66
Figure 4.13 Fissure B sans corrosion ($a/2c = 25\%$)	68
Figure 4.14 Fissure B avec corrosion ($a/2c = 25\%$)	68
Figure 4.15 La contrainte de VON MISES sans corrosion	70
Figure 4.16 La contrainte de VON MISES avec corrosion	70
Figure 4.17 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 25\%$	71
Figure 4.18 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 50\%$	71
Figure 4.19 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 75\%$	71
Figure 4.20 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure B ($a/t = 40\%$) sans corrosion	72
Figure 4.21 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure B ($a/t = 40\%$) avec corrosion	72
Figure 4.22 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure A ($a/t = 20\%$)	73
Figure 4.23 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure B ($a/t = 40\%$)	73
Figure 4.24 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure C ($a/t = 60\%$)	74
Figure 4.25 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure D ($a/t = 80\%$)	74

Liste des tableaux

Tableau 1-1 : Différents types de turbines	8
Tableau 1-2 : Nuance des rotors des turbines étudiées	9
Tableau 1-3 : Fiches techniques des turbines	14
Tableau 1-4 : Caractéristiques technologique des turbines	15
Tableau 2-1 Différents mécanismes de corrosion dans les composants des TAV	27
Tableau 3-1 Les données du calcul	34
Tableau 3-2 Masses et poids des tronçons	35
Tableau 3-3 Masses et poids des disques	36
Tableau 3-4 Masses et poids des ailettes	37
Tableau 3-5 Masses et poids des ailettes	37
Tableau 3-6 Masses et poids des roues	38
Tableau 3-7 Les position des nœuds	39
Tableau 3-8 Comparaison des contrainte	44
Tableau 3-9 Résultats de la simulation pour les deux forces	55
Tableau 3-10 comparaison des résultats	56
Tableau 3-11 les vitesses de rotation correspondent la fréquence	60
Tableau 4.1 les dimensions pour chaque fissure	67
Tableau 4. 2 Comparaison des fissures avec et sans corrosion	69

Introduction générale

Le commerce international du gaz naturel est en plein développement. Ces dernières années, l'Algérie y joue un rôle actif puisque son économie est basée essentiellement sur l'exportation des hydrocarbures, dont le GNL présente la plus grande partie. En effet l'Algérie dispose de réserves importantes du gaz naturel et développe depuis plusieurs années un important programme d'exportation du gaz. Les réserves du gaz de la zone de Hassi R'mel sont considérables, une partie de ce gaz qui est extrait, soit 70% est transporté jusqu'à la zone industrielle d'Arzew, situé à l'ouverture du côté méditerranéenne.

Les systèmes de compression des six (06) unités de production GNL du complexe GLZ (train de liquéfaction) sont assurés par les dix-huit (18) turbines à vapeur de type MHI, soit trois (03) turbines pour chaque unité (train) de production GNL, entraînant des compresseurs qui s'avèrent des équipements stratégiques pour la marche continue de l'unité de production. Le complexe déploie lors des maintenances préventives des trains de production, des moyens humains et matériels afin d'assurer le suivi permanent des turbines à vapeur, caractérisés notamment par la révision générale de ces turbines à vapeur lors des arrêts. Plusieurs problèmes se manifestent, dans les turbines à vapeur spécialement dans la partie basse pression (BP). Ces problèmes concernent principalement la résistance mécanique des rotors, des disques ou de l'aubage. Lorsque de telles défaillances se présentent des immobilisations et des réparations coûteuses deviennent alors indispensables. Parmi les principaux problèmes qui ont été rencontrés dans ce type de turbines à vapeur est la fissuration des roues du 9ème étage des rotors des turbines, par CSC (corrosion sous contraintes) provoquées par l'association du phénomène de corrosion dues aux différents facteurs associés aux différentes contraintes mécaniques dans le rotor des turbines. L'objet de ce travail est d'analyser en particulier les circonstances ayant provoqués ces problèmes et surtout la fissuration par CSC des disques du rotor, ce qui est une suite des travaux effectués précédemment mais sans prise en compte du phénomène de corrosion. Pour traiter ce problème nous avons procédé en suivant le plan suivant :

- Dans le chapitre 1 : Aperçu général et description de la turbine à vapeur MHI.
- Dans le chapitre 2 : Etude de la corrosion et fissuration par CSC dans la TAV-MHI
- Dans le chapitre 3 : Analyse statique et modal du rotor
- Dans le chapitre 4 : Il est consacré à la simulation de la fissuration d'un disque du rotor de la turbine par le logiciel ANSYS, sans et avec défaut de corrosion.

Chapitre1

Aperçu général et description de la turbine à vapeur MHI

1.1 Généralités

Les turbomachines sont des machines (ou installations) dans lesquelles un fluide en écoulement continu échange de l'énergie par action dynamique sur les organes mobiles (aubages). Ces machines existent sous deux formes bien distinctes selon que le fluide cède où gagne de l'énergie.

- Les machines motrices : Telle que les turbines à vapeur, turbines à gaz, turbine hydraulique et les éoliennes.
- Les machines réceptrices : Telle que les compresseurs, pompes et les hélices

La turbine à vapeur est une turbomachine motrice qui convertie l'énergie d'un courant de vapeur en permettant sa détente, en énergie mécanique. L'élément de base d'une turbine est une roue ou un rotor à aubes disposés sur sa circonférence, de façon que le fluide en mouvement exerce une force tangentielle qui fait tourner la roue et lui confère de l'énergie. Cette énergie mécanique est ensuite transmise par un arbre qui fait tourner un moteur, un compresseur, un générateur ou une hélice. [1]

1.2 Théorie de la turbine à vapeur

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau.

Nous procédons à une surchauffe de la vapeur Afin d'éloigner la détente de la zone de mélange (liquide-vapeur) dans le but d'améliorer le rendement et d'éviter la condensation néfaste à la tenue mécanique des aubages, la cause des pertes de chaleurs vers l'extérieur par l'intermédiaire des parois mouillées.

Le Cycle de Rankine & surchauffe (ou cycle de Hirn) représenté par la figure (1-1) (coordonnées T, S) comprend au moins les étapes suivantes :

- 1-2 : compression adiabatique en phase liquide dans la pompe, passage de BP à HP
- 2-3' : échauffement isobare.
- 3'-3 : évaporation isobare s'effectue dans la chaudière.
- 3-4 : La surchauffe s'effectue dans un serpentin (surchauffeur).

- 4-5 : détente supposée adiabatique de la vapeur de HP à BP, dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- 5-1 : La condensation isobare s'effectue dans le condenseur.

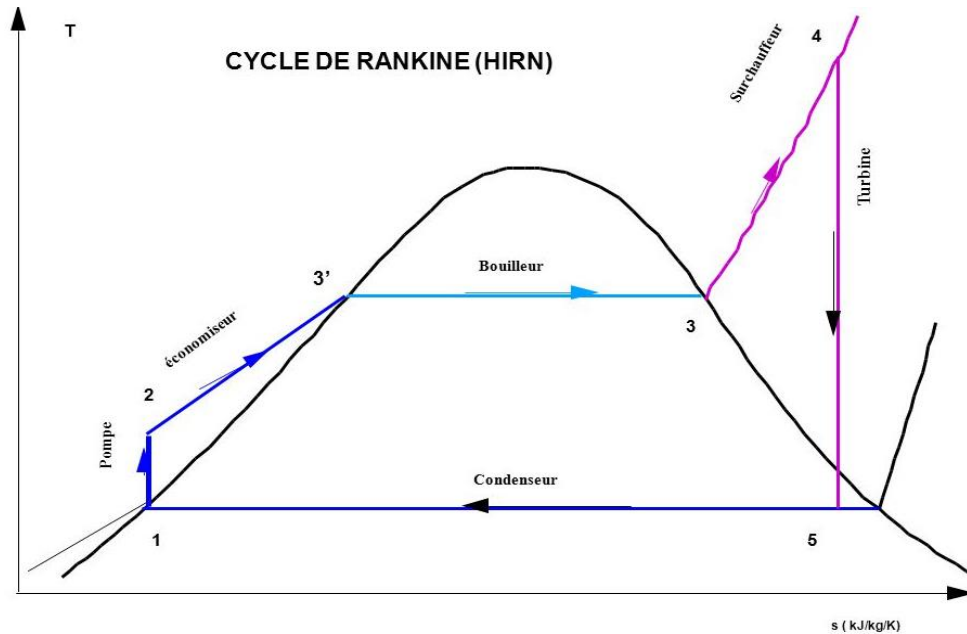


Figure 1.1 Cycle de Rankine à surchauffe sur le diagramme T-S

1.3 Classification des turbines

A- Les turbines à vapeur se classent selon le Mode d'action de la vapeur en deux grandes catégories souvent combinées dans une même machine, c'est le cas des turbines de process de **GL2Z** étudiées dans ce rapport :

1.3.1 Turbines à action

La détente de la vapeur se fait uniquement dans les aubes fixes distributrices ou les tuyères. Toute l'énergie potentielle disponible est transformée en énergie cinétique avant d'entrer dans la roue. La pression reste théoriquement constante dans les ailettes mobiles et seulement l'énergie cinétique est transformée en énergie mécanique de rotation [1].

Les Turbines à action sont bien adaptées aux étages à forte pression et se prêtent mieux à la régulation de débit. Leur construction est plus coûteuse et réserve leur emploi aux premiers étages de la turbine.

Dans ces turbines on distingue deux types d'étages :

a. Étage à chute de vitesse ou « CURTIS »

Dans la turbine à chute de vitesse, la détente s'effectue entièrement dans la tuyère mais au lieu d'utiliser toute la vitesse dans une seule roue, on la fait tomber sur un certain nombre de roues placées en série, et chacune des roues utilise une fraction de la vitesse générée par la tuyère. Les directrices ne servent qu'à diriger la vapeur vers la rangée d'ailettes suivantes. Il s'ensuit que la vitesse d'entraînement est fortement diminuée par rapport à celle exigée par la turbine et les aubes ne sont plus soumises à de grandes forces centrifuges dangereuses pour la résistance des métaux.

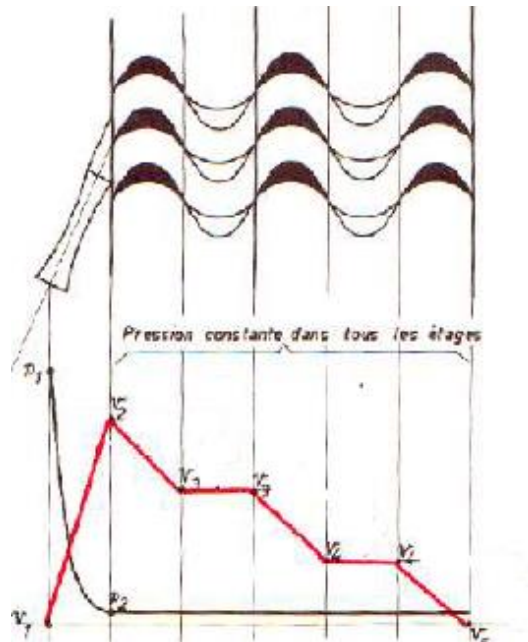


Figure 1.2 Turbine à action à chute de pression (Rateau)

b. Etage chute de pression (RATEAU)

Au lieu de provoquer la détente complète de sa vapeur dans la première tuyère fixe, on fractionne la chute de pression. Les détentes successives auront lieu dans les divers aubages fixes. Chaque détente donne lieu à une vitesse réduite qui est utilisée sur la roue mobile suivante.

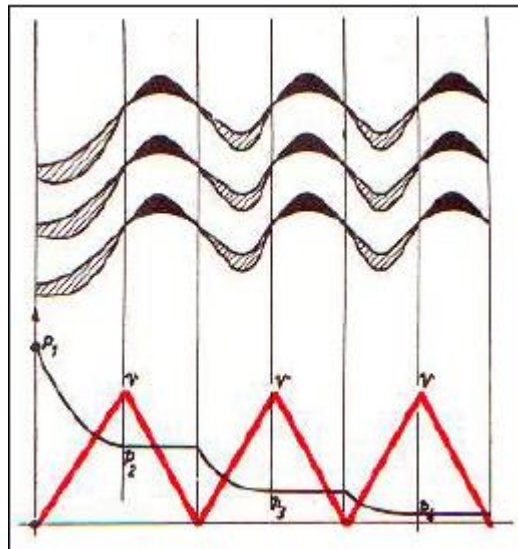


Figure 1.3 Turbine à action à chute de pression (Rateau)

1.3.2 Turbine à réaction

La détente est répartie entre les aubages fixes et mobiles, une partie seulement de l'énergie potentielle est transformée en énergie cinétique à la sortie des tuyères, le reste est directement transformé en énergie mécanique par les aubages mobiles, le degré de réaction est défini par la répartition de la détente entre les aubages.

Les Turbines à réaction se prêtent mieux aux étages à basse pression et leur coût est plus faible.

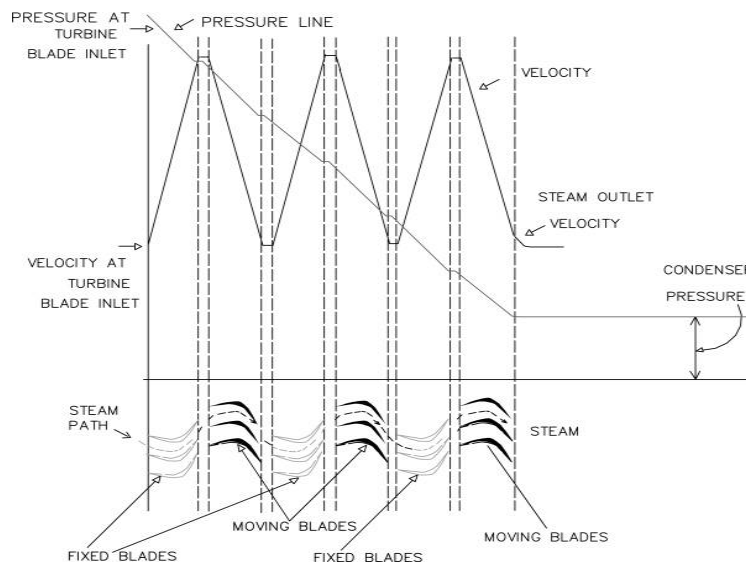


Figure 1.4 Turbine à réaction

En vérité, les turbines actuelles appartiennent plus au moins à l'un et l'autre type, les turbines à réactions comportent généralement une première cellule à action (étage à réglage) et les turbines dites à action possèdent dans leurs étages à basse pression un degré de réaction (10 à 40%)

Afin de satisfaire les besoins du procédé, les turbines **GL2Z** sont appelées à subir des variations de charge, c'est pour cela qu'on évite les turbines à réaction dont l'effet de réaction provoque des déplacements axiaux importants, donc il s'en suit une usure de la butée. Les turbines étudiées dans ce rapport sont de type mixte (râteau plus des étages de degré de réaction de 8 à 10%) afin de tirer le maximum d'avantage de chacune d'elles.

B- Selon le Sens d'écoulement de la vapeur Les turbines se classent :

a. Turbine axiale

Dont les quelles La vapeur se déplace parallèlement à l'axe de la turbine (turbines à disques et turbines à tambour). Ce sont les plus nombreuses et les seules utilisées à GL2Z.

b. Turbines radiales

La vapeur cheminée perpendiculairement à l'axe de rotation (Turbine Stal).

C- Les turbines à vapeur sont classées selon le mode d'injection :

a. Injection totale

Les tuyères sont réparties sur toute la circonférence et la roue motrice reçoit la vapeur sur la totalité de sa périphérie, ce type d'injection peut être utilisée indifféremment pour les turbines à action ou à réaction.

b. Injection partielle

Les tuyères sont réparties sur une portion de circonférence, Cette injection n'est utilisée que dans une turbine à action (effet de réaction). Les turbines GL2Z sont A injection partielle.

D- Au point de vue constructif on distingue :

a. Turbines à disques

Roues à disques construites séparément et calées sur un arbre.

b. Turbines à tambour

Dans laquelle les ailettes sont implantées à la périphérie d'un cylindre creux ou tambour.

c. Turbine mixte

C'est une association des deux précédentes. Les turbines de GL2Z sont des turbines à 4 disques.

E- Types de turbine selon les applications :

a. Turbine à contre-pression

La vapeur à l'échappement peut être utilisée une deuxième fois. Pour les turbines d'entraînement compresseur fuel gaz « XO4JT » la pression à la sortie est de 19 bars, suffisante pour l'entraînement des turbopompes

b. Turbine à condensation

La vapeur à l'échappement est inutilisable, condensée et renvoyée dans le réseau condensat des chaudières, on exploite le maximum de l'énergie de la vapeur pour les turbines d'entraînement Compresseur propane, MCR I et MCR II « XO1JT » « XO2JT » « XO3JT » à l'admission $P = 63 \text{ b}$, $T = 441^\circ\text{C}$ à l'échappement $P = 0.36 \text{ b}$, $T = 120^\circ\text{C}$

F- selon le Nombre des étages nous avons :

1. Turbines simples

Avec une seule roue motrice et sans distributeurs

2. Turbines multiples

Ayant plusieurs roues mobiles avec leurs directrices montées sur le même arbre. Le nombre d'éléments est déterminé par la puissance requise c'est-à-dire le travail que doit fournir la turbine.

Les turbines étudiées dans ce rapport sont des turbines multiples à plusieurs étages, dont les caractéristiques sont représentées dans le tableau suivant [2] :

Tableau 1-1 : Différents types de turbines

<i>Equipement</i>	<i>Nb étages</i>	<i>Puissance</i>
<i>X01 JT</i>	12	23251KW
<i>X02 JT</i>	12	27000KW
<i>X03 JT</i>	12	27356KW

1.4 Description technique de la turbine à vapeur MHI



Figure 1.5 Rotor d'une turbine à vapeur MHI

La turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitué de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau de tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent

1.4.1 Le Rotor

Les rotors des turbines à vapeur qui comportent un arbre et des roues à aubes sont généralement forgés d'une seule pièce. Le matériau est un acier faiblement allié ou allié (nuance au molybdène chrome nickel). La nuance est choisie selon les conditions de fonctionnement pour résister aux contraintes thermiques, mécaniques (force centrifuge) et chimique (corrosion par la

vapeur). Les deux premières contraintes limitent le diamètre et donc le débit dans les derniers étages.

La nuance des rotors des turbines étudiées dans ce travail est représentée dans le tableau suivant [2] :

Tableau 1-2 : Nuance des rotors des turbines étudiées

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V
Rotor	0.27-	0.15-	0.35-	<	<	1.00-	1.00-	0.30-	0.05-
MAT	0.37	0.35	0.65	0.035	0.035	1.20	1.50	0.50	0.10
PDS-G-2-1									

Les rotors sont tenus en position dans les enveloppes par des paliers radiaux, et par une butée dans la direction axiale.

Aux parties presse-étoupe du rotor, des fines rainures sont usinées ce qui permet d'éviter que le rotor soit affecté par la chaleur de friction, même lorsqu'il est en contact avec les ailettes à labyrinthe.

Les pièces suivantes se trouvent à partir de l'extrémité du régulateur. Paliers de butée, palier à tourillon, garnitures de presse-étoupe, roues et lames, côté échappement nous trouvons les garnitures de presse-étoupe, palier à tourillon et accouplement.

Les aubes tournantes sont montées à la périphérie des disques par différents types de pieds (en forme de "T" ou autre voire même usinés directement dans le disque), suivant les conditions de fonctionnement (efforts centrifuges, forces vapeur, et type d'étage) La nuance utilisée généralement pour les aubes est un acier inoxydable martensitique (acier à 13 % de chrome), avec d'autres éléments d'alliage. L'aube, comporte un corps profilé, un talon et un embout de rivure. Elles sont d'abord forgées puis parachevées à la Fraise. Une aube et une pièce intercalaires sont alternativement placées dans la rainure en T de la jante. Les embouts des aubes sont rivés sur des bandes de liaison afin d'assurer la rigidité de l'ailettage. Le rôle des intercalaires est de ménager un canal entre les autres, canal dans lequel circulera la vapeur. [3]

Après le montage des aubes le rotor de turbine est soumis à un essai d'équilibrage dynamique, ce qui permet d'éliminer le déséquilibre provoquant des vibrations excessives de l'arbre pendant l'exploitation

1.4.2 Le stator

Il renferme le rotor et se compose d'un corps en deux pièces, de disques à aubes fixes (diaphragmes et buses), de paliers et de labyrinthes. Le corps en fonte comporte la conduite d'admission et la conduite d'évacuation de la vapeur, des logements annulaires pour les disques fixes et les supports de paliers. Pour minimiser les fuites de vapeur des faces des joints horizontaux, des clavettes parallèles ont été prévues ici. Pour réduire également les pertes par fuite, des garnitures à labyrinthe sont prévues sur les parties où le rotor passe par les diaphragmes constitués en deux pièces, à joint diamétral et portant les aubages distributeurs à leur périphérie.

Pour les diaphragmes de l'étage de pression plus basse où la vapeur de travail contient beaucoup d'humidité, des collecteurs de drainage efficaces sont prévus afin d'évacuer l'eau au moyen de la force centrifuge. Le corps complet est garni d'un calorifugeage externe.

1.4.3 Tourillon et palier de butée

a. Paliers radiaux

L'arbre de turbine est supporté par deux paliers de type patins oscillant. Le palier se compose d'une couronne ou logent les 5 patins de friction s'appuyant sur le flanc intérieur de la couronne à travers un pivot.

b. Palier de butée

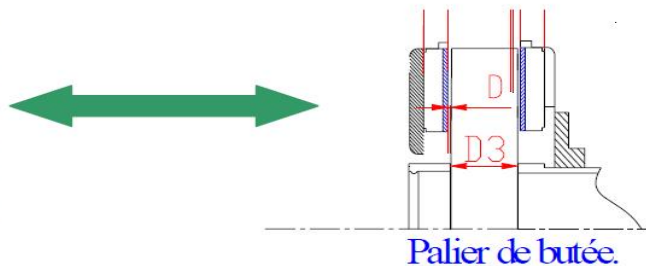


Figure 1.6 Palier de Butée

Il est destiné à maintenir l'arbre par rapport au stator et à équilibrer les poussées longitudinales.

-Le jeu axial toléré par le design est de 0.460 à 0.560 mm

1.4.4 Système d'étanchéités des turbines de process X01, X02, X03JT

On rencontre deux problèmes d'étanchéité dans les turbines.

a. Étanchéité interne :

Dont le rôle est d'améliorer le rendement de la vapeur.

b. Étanchéité de sortie d'arbre :

Où il s'agit de limiter dans certaines turbines les fuites vers l'extérieur (contamination de l'huile de graissage), et dans d'autres turbines, il faut limiter les fuites vers l'extérieur et les infiltrations d'air vers l'intérieur (pertes de vide dans le condenseur sous vide). L'étanchéité de sortie d'arbre est appelée « boîte étanche ». [3] Le principe utilisé est généralement un barrage à l'aide d'un labyrinthe placé sur le passage de la vapeur et qui est constitué de :

A- La demi-bague labyrinthe (carbone) fixe, présentant des gorges usinées, et situé en face des portées lisses du rotor.

B- Les languettes de taille différente sont disposées en face des gorges usinées.

1.4.4.1 L'étanchéité interne

Le principe utilisé est le système par labyrinthe formé par des languettes statoriques de taille différente et disposées en face des gorges usinées sur l'arbre : cette étanchéité empêche la vapeur de court-circuiter les aubages fixes. La pression différentielle est importante entre la face avant et arrière. Il n'est pas nécessaire d'étancher entre les roues et le rotor car la pression est la même des deux côtés de la roue (turbine à action).

1.4.4.2 L'étanchéité de sortie d'arbre

Le dispositif d'étanchéité adopté sera en fonction du nombre d'étages donc en fonction de la vapeur motrice utilisée. Les turbines à un seul étage telle que les turbopompes de graissage et d'étanchéité sont équipées du système de deux demi-bagues fixes. Ce dispositif est utilisé car les fuites de la vapeur sont faibles et les bagues sont facilement remplacées, il est à remarquer que les turbines à un seul étage n'ont pas d'étanchéité interne, les turbines à plusieurs étages donc utilisant la vapeur sont équipées du même système d'étanchéité que celui de l'étanchéité interne. Le nombre de languettes prévues est en fonction de la différence de la pression à étancher.

1.4.4.3 Les boîtes étanches des x01, x02, x03jt cote HP

La vapeur passe par une série de quatre labyrinthes et elle arrive dans la première poche HP. D'où une canalisation nous permet de récupérer une partie des fuites de vapeur pour les diriger vers le 9^{ème} étage de la turbine.

La vapeur non récupérée passe par une série de deux labyrinthes pour arriver à la deuxième poche HP. Ces fuites de vapeur sont dirigées vers la première poche BP. Où elle est utilisée comme vapeur de barrage pour le côté BP. Afin d'empêcher l'air de pénétrer dans la turbine car la pression à l'échappement est très faible par rapport à la pression atmosphérique par souci d'efficacité, il est important de maintenir un débit de vapeur stable ; aussi on trouve sur la ligne de vapeur de barrage une vanne auto-régulant relatif qui dégage l'excès de vapeur vers le condenseur sous vide. En amont de cette vanne auto-régulant on trouve un piquage de la vapeur qui est utilisée lors du préchauffage de la turbine ou pour fournir de la vapeur de barrage lorsque la turbine est à faible régime.

1.4.4.4 COTE BP

Il est composé de trois séries de labyrinthes formant deux poches. Les fuites de vapeur provenant de la troisième poche HP et de la deuxième poche BP sont dirigées vers un condenseur appelé condenseur de buée. La vapeur en se condensant dans un endroit clos crée un vide. On maintient le vide avec l'éjecteur qui évacue l'air. On s'assure de maintenir une circulation de vapeur de barrage, tout en évitant les fuites de vapeur vers l'extérieur des boîtes étanches (contamination de l'huile de graissage). [3]

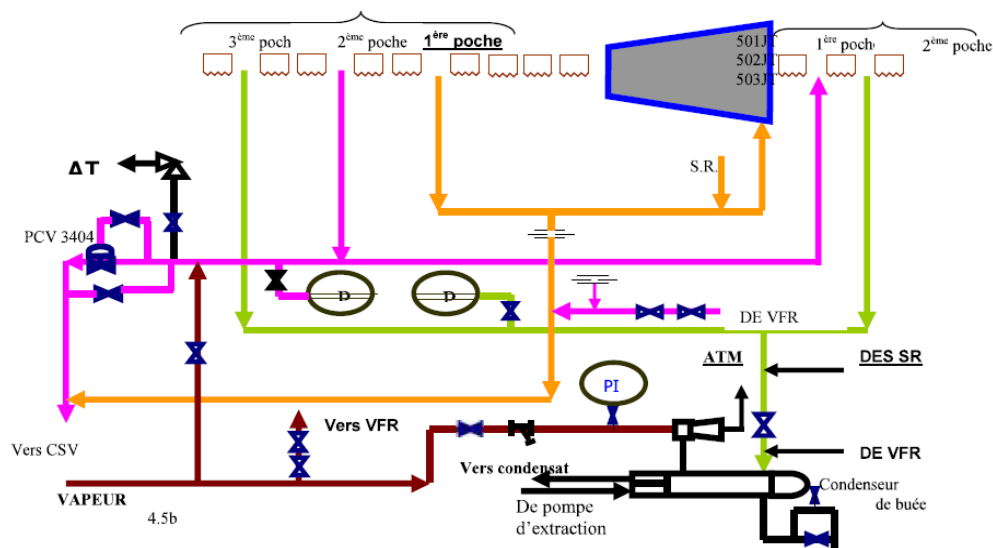


Figure 1.7 Systèmes d'étanchéité des turbines de process

1.4.5 Caractéristiques des turbocompresseurs du process

Les ensembles des turbo-compresseurs X01-J (pour propane) et X02-J X03-J (pour MCR) font partie intégrante du système de réfrigération. On utilise le propane et le réfrigérant mixte MCR comme agent de refroidissement pour la liquéfaction du gaz naturel, les compresseurs centrifuges multi-étage sert à augmenter la pression des gaz réfrigérants sous forme de vapeur afin de permettre leurs liquéfactions par échange de chaleur avec l'eau de refroidissement des condenseurs.

Les compresseurs X02-J et X03-J pris ensemble assument dans le procédé la fonction d'un seul compresseur bi-étage. Mais ils sont séparés mécaniquement, chaque étage ayant son propre corps, machine d'entraînement, refroidisseur, ballon d'aspiration, etc.

Ces compresseurs sont entraînés respectivement par les turbines à vapeur X01-JT, X02-JT X03-JT sujet de ce travail. Le taux de production de GNL est en relation directe avec le rendement des turbocompresseurs. Aucun système de secours n'étant prévu, La défaillance d'un seul ensemble turbocompresseur entraîne l'arrêt immédiat du train. Chaque train de procédé est équipé de deux turbocompresseurs MCR (premier et deuxième étage) et d'un ensemble de turbocompresseur propane. Le compresseur de propane X01-J et sa turbine X01-JT ainsi que les ensembles des deux turbocompresseurs réfrigérants mixte sont situés à l'est du support tuyauterie principal nord-sud. Le turbocompresseur propane est installé entre un turbocompresseur de gaz combustible et celui du MCR deuxième étage, et celui du premier étage se trouve au nord du turbocompresseur de gaz combustible

Les groupes sont étendus sur trois niveaux de hauteur. Le console d'huile de graissage commun aux quatre turbocompresseurs et les pompes de retours de condensat sont au niveau du sol. Les condenseurs à surface se trouvent au niveau intermédiaire. Finalement les compresseurs et les turbines sont au niveau supérieur.

Les turbocompresseurs pour pouvoir démarrer et fonctionner normalement, nécessitent des utilités de buse comprenant entre autres, la vapeur haute pression, l'eau de refroidissement, l'air instrument et l'électricité. Les circuits d'huile de graissage, d'étanchéité de régulation sont alimentés par une console d'équipement commun aux quatre groupes de turbocompresseurs.

1.4.6 Caractéristiques techniques des turbines du process

Les turbines à vapeur MHI, X01-JT, X02-JT X03-JT sont des turbines du type à condensation à 12 étages conçues pour fonctionner avec de la vapeur haute pression (62 bar à 441°C). Les turbines sont accouplées directement aux compresseurs (de propane et du MCR dans le circuit de liquéfaction GN). Chaque turbine a son propre système de vapeur. Une petite quantité de cette vapeur est utilisée pour étancher les joints d'étanchéité situés à chaque extrémité de la turbine.

Tableau 1-3 : Fiches techniques des turbines

	Pression ADM	Pression Echapt (bar)	Temp Adm. °C	Débit Vapeur Kg/h	Vitesse	Survitesse
<i>X01JT</i> <i>9CL.12</i>	62b	0.35	441	90000	3515 Critique 1790	4484
<i>X02JT</i> <i>8CL.12</i>	62b	0.35	441	98480	4444 Critique 2500	5133
<i>X03JT</i> <i>8CL.12</i>	62b	0.35	441	99730	4531 Critique 2700	5233

Tableau 1-4 : Caractéristiques technologique des turbines

	Type	Nombre D'étage	Fixation D'ailette	1 ^{er} étage	2-8eme Etage	9-12 -ème Étage
<i>X01JT</i>	Condensation	12	DOUBET	RATEAU	8-10% degré de réaction	RATEAU
<i>X02JT</i>	Condensation	12	SAPIN	RATEAU	8-10% degré de réaction	RATEAU
<i>X03JT</i>	Condensation	12	SAPIN	RATEAU	8-10% degré de réaction	RATEAU

La section de production de la vapeur de procédé a pour rôle de fournir la vapeur motrice pour les turbines des quatre compresseurs. Elle fournit également de la vapeur à **17.2 bar** pour les petites turbines et de la vapeur **4.5 bar** pour les réchauffeurs, Elle comprend quatre chaudières de capacité de 400 tonnes/heure chacune (zone ABB) et dix-huit chaudières de capacité de **136 tonnes/heure** (zone procédé).

Chapitre 2

Etude de la corrosion et fissuration par CSC dans la TAV-MHI

Nous avons constaté différents types de corrosions au niveau de nos turbines, donc la compréhension de ce phénomène est indispensable pour le reste du travail. Cependant la présence des fissures dans des machines tournantes au sein du milieu corrosif, nous a amené à donner une importance particulière à la fissuration par corrosion sous contraintes (CSC).

2.1 Généralités sur la corrosion

La corrosion, du latin ‘corrodere’, signifie ronger, attaquer. C'est une destruction non voulue des métaux sous l'action de milieux corrosifs (agents atmosphériques ou réactifs chimiques). Après attaque, les métaux ont tendance à retourner à leur état primitif d'oxyde, sulfure, carbonate etc., plus stable par rapport au milieu considéré et ainsi à subir une détérioration de leurs propriétés.

En service les matériaux métalliques sont souvent en contact avec un milieu agressif liquide ou gazeux, donc le phénomène de corrosion est un problème de surface ou plus précisément d'interface entre un métal et un milieu agressif liquide ou gazeux ; comme il a été déjà mentionné ci-dessus le processus de la corrosion entraîne une destruction des matériaux métalliques. Ce phénomène a pris de nos jours une importance considérable, étant donné l'utilisation de plus en plus grande des métaux et alliages dans la vie moderne.

Les métaux se distinguent des autres matériaux par un ensemble de propriétés avantageuses tels que la bonne ductilité, résistance élevée à la traction, résistance aux hautes températures, bonne conductibilité électrique et thermique, grande facilité de mise en œuvre etc. Leurs inconvénients est leur instabilité au contact de l'air et de l'eau ce qui diminue leur résistance à la corrosion et à l'usure, c'est à dire leur durabilité. Mais pour mieux remplir leur fonction pendant la durée de vie prévue on emploie des techniques de protection adéquates contre la corrosion. L'emploi de nouveaux matériaux résistant à la corrosion ont fait l'objet d'un grand nombre de recherche ces dernières années. [4]

Ce phénomène, quoique naturel, pose des problèmes industriels majeurs en termes de coût et de sécurité, puisqu'il conduit à l'altération des objets, à la fragilisation des pièces ou de structures métalliques, et à des pertes de matière. On estime que 5 tonnes d'acier disparaissent chaque second dans le monde en se transformant en oxydes de fer. Le coût de la corrosion, qui recouvre l'ensemble des moyens de lutte contre la corrosion, le remplacement des pièces ou ouvrages corrodés et les conséquences directes et indirectes des accidents dus à la corrosion est

estimé à 2% du produit brut mondial. Les phénomènes de corrosion sont généralement classés en deux grandes catégories :

- La corrosion électrochimique (humide), la réaction a lieu en présence d'humidité (l'oxydant est en solution).
- La corrosion sèche, la réaction a lieu en atmosphère sèche (oxydants gazeux)

La corrosion des métaux est dans la grande majorité des cas d'une réaction électrochimique (une oxydo-réduction) qui fait intervenir la pièce manufacturée et l'environnement.

2.2 Mécanisme de la corrosion électrochimique

La corrosion d'un métal comme le fer est la réaction d'oxydation qui peut être schématisée par l'équation suivante :



Cette équation signifie simplement que les atomes du métal (Fe) sous l'action d'un processus de corrosion perdent des électrons (oxydation) en se transformant en ions positifs (Fe^{2+}) qui quittent le métal et entrent en solution. L'équilibre est rompu à la surface du métal qui contient un excès d'électrons est devenu négatif, tandis qu'il se forme dans la solution au voisinage de la surface métallique un nuage d'ions positifs. Les forces électrostatiques d'attraction maintiennent les ions positifs et les électrons au voisinage immédiat de la surface métallique. Il s'établit une couche double et un champ électrique constant. On a une différence de potentiel entre le métal et la solution, au voisinage immédiat du métal, c'est le "potentiel d'électrode".

La conservation de la neutralité du milieu impose que les électrons émis par la réaction de dissolution (2.1) soient consommés dans une deuxième réaction de réduction qui peut être par exemple :



La deuxième réaction (2, 3 et 4) est liée à la nature du milieu avec lequel le matériau est en contact (électrolyte). Cette réaction s'agit de la décomposition du milieu.

Lors d'un processus de corrosion, la surface du matériau est donc nécessairement le siège de deux réactions :

- Réaction de dissolution ou d'oxydation (réaction anodique) ;
- La réaction de décomposition du milieu : « réduction » (réaction cathodique).

Le processus de corrosion, superposition des réactions anodiques et cathodiques, s'accompagne de la circulation d'un courant électrique (circulation d'électrons dans le métal et d'ions dans l'électrolyte) entre les deux zones de l'interface (Figure 2.1)

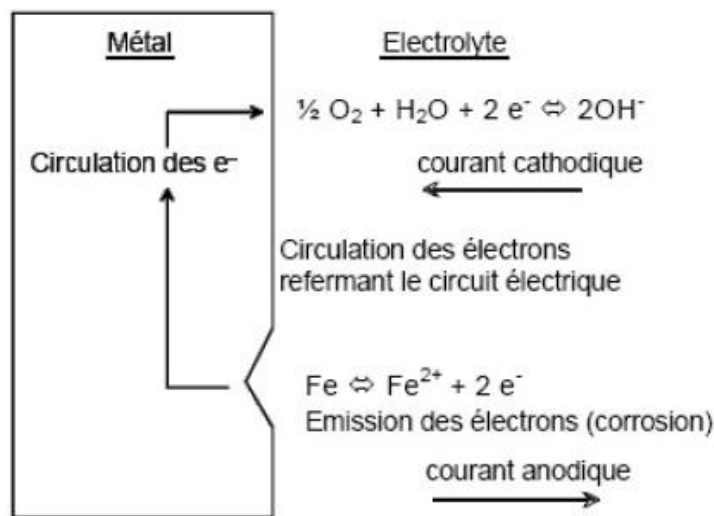


Figure 2.1 Corrosion métallique du fer dans une eau neutre aérée

Les électrons libérés par l'anode (libération d'un ion Fe^{2+} en solution) sont consommés par le processus cathodique. Pour ce faire, les électrons circulent dans le métal de l'anode vers la cathode dont le potentiel électrique est supérieur à celui de l'anode. Pour qu'un processus de corrosion se déclenche, il faut donc :

- Une surface métallique comportant des zones anodiques et des zones cathodiques, donc des hétérogénéités de potentiel.
- Un électrolyte assurant le transport des ions afin de refermer le circuit électrique pour permettre la circulation des électrons. L'électrolyte est assuré par le milieu (sol immergé, eau ...).

Le comportement électrochimique des métaux dans l'eau a été présenté sous forme de diagramme exprimant le potentiel d'électrode en fonction du pH (Voir Figure 2.2).

On peut ainsi voir d'un seul coup d'œil dans quelle condition on aura :

- corrosion : zone de stabilité d'espèces solubles d'un métal.
- immunité : une zone de stabilité du métal.
- passivité : une zone de stabilité d'un des oxydes de métal.

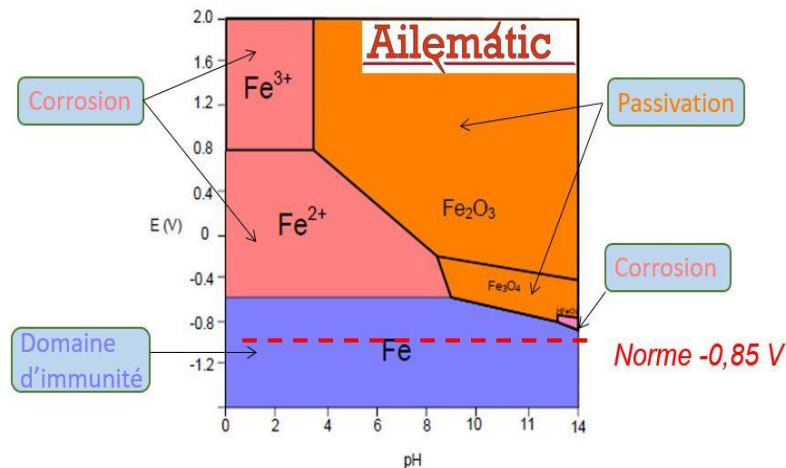


Figure 2.2 Diagramme de Pourbaix du fer

Dans l'état d'immunité, le métal et le milieu ambiant sont dans un état de stabilité thermodynamique : ils ne peuvent réagir et par conséquent, la corrosion n'est pas possible. Cette situation se rencontre naturellement avec les métaux nobles (potentiel bien supérieur à celui de l'électrode d'hydrogène).

Dans l'état de passivité, le métal et le milieu ne sont pas dans un état de stabilité thermodynamique, mais le métal se recouvre naturellement d'un film protecteur qui l'isole du milieu extérieur. Ce film (couche passive) doit être thermodynamiquement stable vis à vis du milieu extérieur et ne pas présenter de faiblesse localement. Dans le cas contraire, le métal se corrode localement. Dans la pratique en situation courante, l'acier inoxydable et le titane, par exemple, doivent leur résistance à la corrosion à leur comportement passif.

Dans l'état d'activité, le métal n'est pas stable thermodynamiquement, et n'est pas recouvert d'un film protecteur : il réagit avec son environnement et se corrode.

2.3 Types de corrosion

Les types de corrosion les plus rencontrés sur les turbines à vapeur sont.

- Corrosion localisée
- La corrosion galvanique
- La corrosion par effet de crevasse (corrosion caverneuse)
- Corrosion sélective
- La corrosion-érosion et la corrosion-cavitation
- Corrosion uniforme ou généralisée
- La corrosion intergranulaire
- Corrosion par piqûres
- Corrosion sous contraintes

2.4 Fissurations par corrosion sous contraintes

Le phénomène de la corrosion sous contrainte que nous allons traiter dans ce paragraphe, fait partie de la corrosion localisée strictement dite, cependant son caractère particulier de synergie entre sollicitation mécanique et corrosion par piqûre conduisant à des fissurations, présente un grand intérêt pour le problème abordé dans notre étude et nous impose de le réserver un traitement particulier.

La fissure est un défaut dans un matériau caractérisé par une discontinuité brutale, où la matière est séparée sur une certaine surface. Elle entraîne une grande concentration de contrainte à son fond. Sa propagation, sous l'effet de contraintes, combinée ou non avec un environnement agressif (corrosion sous contrainte) mène à la rupture.

2.4.1 Généralités

La corrosion sous contrainte (CSC) est gouvernée par l'action conjointe de trois éléments : le matériau, une contrainte mécanique en tension (résiduelle ou appliquée), et un milieu agressif vis-à-vis du matériau. Ce phénomène synergique cause des dommages bien plus néfastes que ceux occasionnés par l'application indépendante ou successive de cet environnement et de cette sollicitation.

Ce type de corrosion, particulièrement sournois et dangereux pour les installations, se caractérise par l'apparition de fissures intergranulaire ou Trans granulaires pouvant aller jusqu'à la rupture complète de la pièce. La direction générale de propagation des fissures est perpendiculaire à la plus grande contrainte., Cette dernière peut être d'origine résiduelle (cintrage, écrouissage, laminage à froid...), d'origine thermique (dilatation, variation de pression), ou inhérente à la

fonction de l'installation (câbles de ponts suspendus, structures de soutènement, machine tournante...).

Les fissures ne se propagent que lorsque la contrainte est supérieure à un certain seuil (contrainte limite de rupture) qui dépend du matériau et du milieu. Au-delà, la vitesse de propagation augmente avec la contrainte. Généralement, il existe un temps appelé temps d'incubation pendant lequel la fissure ne se propage pas initialement, même lorsque les conditions mécaniques requises sont présentes.

2.4.2 Mécanisme de la corrosion sous contraintes

Le phénomène de corrosion sous contrainte est d'une étude assez complexe due principalement à la multiplicité des facteurs tant mécaniques que chimiques susceptibles d'entrer en jeu. Des différents mécanismes sont proposés dans la littérature pour rendre compte de ce phénomène [5], ils comportent les trois étapes suivantes.

2.4.2.1 Amorçage

L'amorçage d'une fissure de CSC peut être divisé en plusieurs étapes : la rupture du film passif et la formation d'un défaut. Deux théories sont généralement évoquées suivant l'importance de la contrainte mécanique :

- L'amorçage peut être purement électrochimique. La localisation de l'endommagement se fait soit par dissolution anodique des particules intermétalliques insolubles présentes dans les alliages à durcissement structural par un mécanisme de piqûration, soit par dissolution anodique des zones appauvries en éléments de soluté le long des joints de grains par un mécanisme de corrosion intergranulaire. Ce type d'amorçage purement électrochimique conduit à la formation d'un défaut de corrosion localisée en l'absence de contrainte appliquée.
- L'amorçage peut être assisté par la déformation plastique. La localisation de l'endommagement se fait de façon mécanique avec intervention de la plasticité facilitant la rupture du film par émergence des bandes de glissement ou par localisation de la déformation au niveau des points faibles, par exemple les zones sans précipités au voisinage des joints de grains.

2.4.2.2 Transition entre le défaut de corrosion localisée et la fissure « courte » de CSC

La transition entre le défaut de corrosion localisée et la fissure dite « courte » de CSC peut être contrôlée par des paramètres électrochimiques, mécaniques et/ou métallurgiques. En effet, l'apparition d'une fissure peut s'expliquer soit par la formation d'un environnement chimique local permettant la dissolution préférentielle des joints de grains ou la production d'hydrogène, soit par une concentration de contraintes due à la géométrie du défaut de corrosion localisée, soit par l'exposition de nouveaux chemins préférentiels de dissolution, soit par une action combinée des trois phénomènes. La notion de défaut critique a été introduite afin de décrire la transition entre le défaut de corrosion localisée et les fissures courtes de CSC. Une fois que les fissures courtes se sont amorcées à partir des différents sites de corrosion localisée géométriquement séparés, elles peuvent se propager, puis coalescer pour former une fissure principale, dite fissure « longue », qui peut accélérer ou ralentir suivant le matériau, l'environnement et les conditions de chargement. Les différentes étapes de la CSC sont résumées sur la figure 2.3.

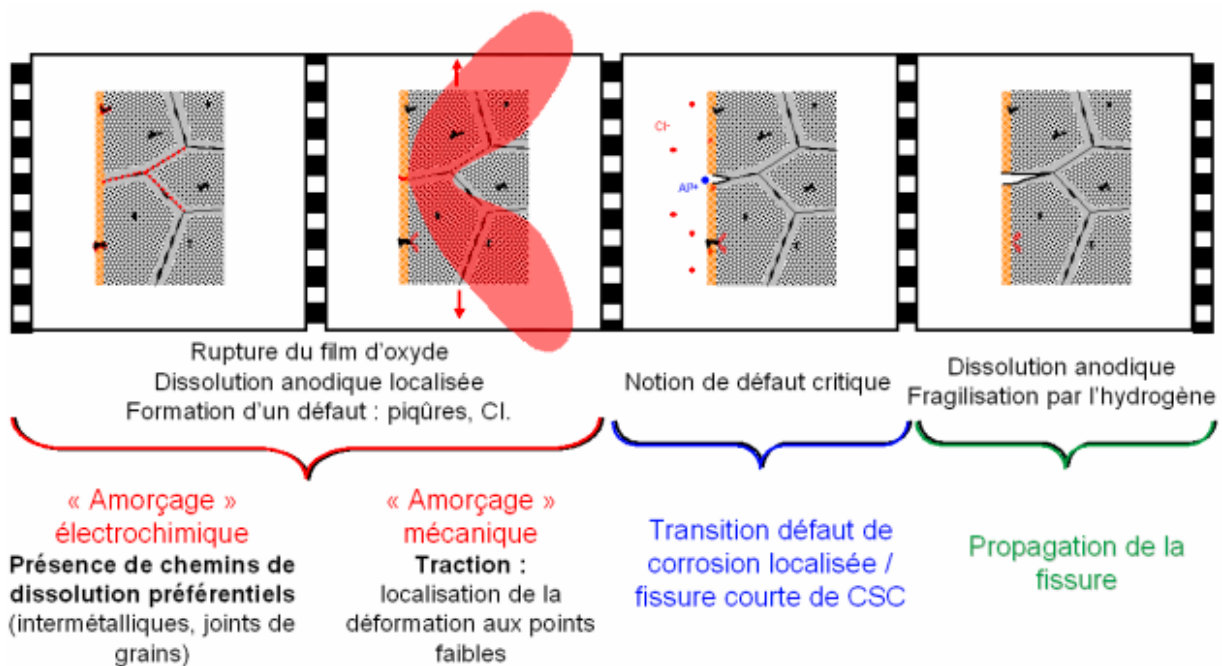


Figure 2.3 Différentes étapes de la CSC.

2.4.2.3 Propagation de la corrosion sous contrainte

Deux mécanismes communément évoqués pour décrire la propagation des fissures longues en CSC : la dissolution anodique et la fragilisation par l'hydrogène.

▪ Dissolution anodique

C'est un mécanisme de corrosion sous contrainte évoqué à partir des années 1970 qui fait appel à une dissolution assistée par le glissement. Localement, la contrainte induit une plasticité locale qui se traduit par l'émergence en surface de dislocations. Celles-ci rompent ou endommagent le film passif, et la corrosion s'accroît localement de manière temporaire, jusqu'à ce que le film se reconstitue. La répétition périodique de cette séquence et les émergences de dislocations qui se concentrent en pointe de fissure aboutit à une propagation de la fissure par enlèvement local de matière.

▪ Fragilisation par l'hydrogène

Historiquement, le premier mécanisme identifié est la fragilisation par l'hydrogène. L'hydrogène, généralement produit par corrosion ou introduit lors d'opérations de soudage mal maîtrisées, se déplace dans le métal sous forme monoatomique. Il se concentre dans les zones de fortes contraintes (en pointe de fissure) et abaisse l'énergie de cohésion du réseau. C'est ainsi que la fissure ou le défaut initial peut se propager périodiquement à des niveaux de contraintes inférieurs à celui de la limite mécanique du matériau. Dans tous les cas, ce mode de fragilisation disparaît vers les températures élevées, par exemple au-delà de 200 °C, car l'interaction de l'hydrogène avec le réseau diminue quand la température augmente.

D'autres mécanismes plus complexes, faisant notamment intervenir des interactions entre corrosion, hydrogène et plasticité ont été plus récemment avancés.

2.4.3 Paramètres influençant La propagation de fissure de la CSC

2.4.3.1 Facteurs Environnementaux

La présence de H₂O sous forme de vapeur, d'humidité ou en phase aqueuse semble être un préalable général à la production de la corrosion sous contrainte CSC. Par ailleurs, il s'est avéré que : Les ions halogénure (Cl, Br, n) ont un effet important sur l'accélération du processus de CSC. La sensibilité est en général plus importante dans les solutions neutres que dans les solutions alcalines ou acides.

La propagation de fissure de CSC est un phénomène thermiquement activé. En augmentant la température, le développement des fissures de La corrosion sous contrainte est favorisé.

2.4.3.2 Paramètres mécaniques

a- Contrainte appliquée

Les contraintes ont diverses origines : thermique, écrouissage résiduel, soudage, charge appliquée, produits de corrosion (action de coin). Ce sont les contraintes de tension qui sont les plus dangereuses. Le minimum de contrainte nécessaire dépend de la température, de la composition de l'alliage et de l'environnement. Par conséquent, il existe pour chaque système (sensibilité de l'alliage + environnement) un seuil de contrainte qui doit être dépassé pour pouvoir provoquer la propagation de fissures de CSC. C'est Le facteur d'intensité de contrainte critique noté K_{seuil} qui correspond à ce seuil. Au-dessous duquel, on ne trouvera aucune CSC.

Dans certains cas, un niveau de contrainte égal à 10 % de la limite élastique suffit pour déclencher le processus de corrosion sous contrainte.

b- Vitesse de déformation

La vitesse de fissuration est constante au démarrage du phénomène, c'est La vitesse de déformation plastique qui gouverne la propagation des fissures et non pas la contrainte. A partir d'un niveau de contrainte proche de la limite d'élasticité, la vitesse de déformation accélère les vitesses de propagation des fissures La loi qui les relie est une loi puissance.

2.4.3.3 Facteurs métallurgiques

La microstructure d'un alliage est principalement influencée par la composition chimique, le traitement thermique, l'écrouissage, ou autres traitements. Par conséquent, il existe plusieurs manières d'améliorer la résistance d'un alliage contre la CSC. Ainsi un alliage ayant la même composition chimique nominale peut être sensible, ou non, selon le traitement thermomécanique de l'alliage. En principe, les traitements thermiques conduisant à des précipités distribués de manière uniforme dans les grains sont inoffensifs. Cependant, si les précipités se trouvent essentiellement sur les joints de grain ils peuvent favoriser la corrosion CSC, en particulier si les petits précipités sont étroitement espacés de sorte qu'ils puissent former un réseau semi-continu le long des joints de grain.

2.4.4 Corrosion fissurant sous contrainte dans les turbines à vapeur

Dans la littérature spécialisée, de nombreux rapports ont montré que la corrosion fissurant sous contrainte est à l'origine de plusieurs fissures et ruptures de rotors des turbines à vapeur. Il

s'agit d'un problème connu mondialement, auquel tous les fabricants de rotors BP à disques frettés sont confrontés.

Lors de notre stage dans le complexe **GNL2Z** on a trouvé quelques rapports de maintenance qui expliquent le problème de fissuration et de CSC au niveau des turbines à vapeur [6]. Où des fissures graves ont été constaté lors de la révision générale prévue par le plan de maintenance préventive du train 500, au niveau des disques des neuvièmes étages des turbines à vapeur de fabrication MHI 501JT, 502JT et 503JT, qui entraînent les compresseurs de cycle : propane, MCR1 et MCR2 ; qui sont des équipements stratégiques et indispensables pour le processus de liquéfaction. Dans ce contexte, les fissures sont jugées trop importantes et dépassent les limites tolérables ce qui empêche le démarrage et l'exploitation du train de production 500 en pénalisant le complexe **GL2Z** par un manque à produire de 270 000 m³/mois, sachant par ailleurs que nous entamons le 5^{ème} mois d'arrêt.

Ces turbines qui datent de la rénovation du complexe **GL2Z** en 1994 visant à augmenter la production, présentaient déjà des défauts de corrosion et d'érosion inquiétants sur l'ensemble des éléments internes en contact avec la vapeur.

Les premiers démontages des turbines après cinq ans de service ont montré des signes d'oxydation d'une façon superficielle. Par ailleurs, les révisions périodiques de ces turbines ont permis de constater une évolution significative dans le temps, des phénomènes de corrosion et d'érosion.

A ce propos, nous présentons sur les figures : quelques anomalies enregistrées au niveau des rotors durant la révision du train 500 en décembre 2005.

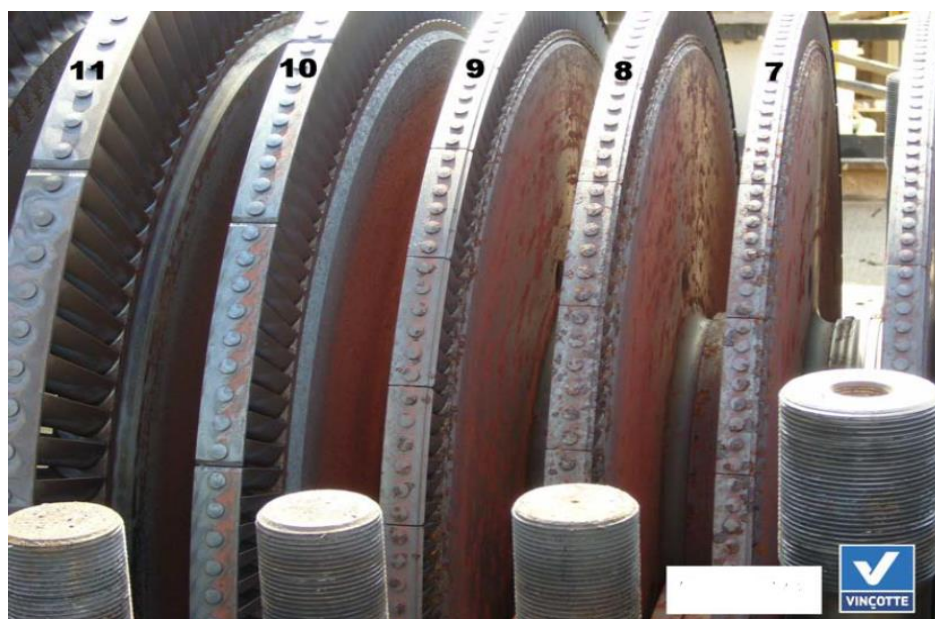
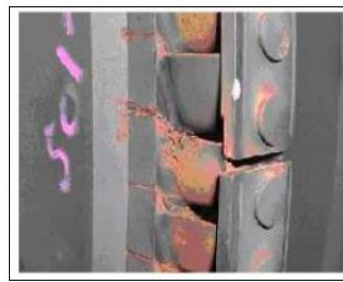


Figure 2.4 Oxydation des disques intermédiaires

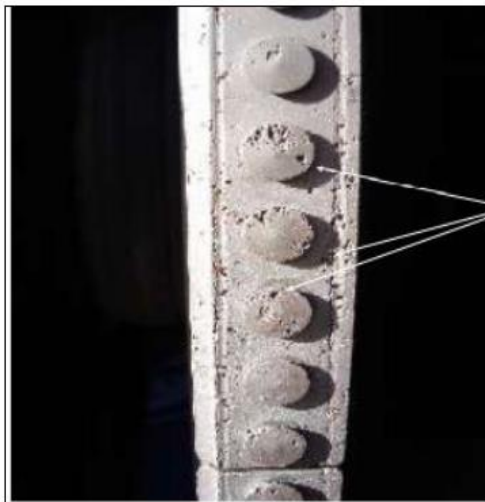


Rotor : Corrosion et érosion aubages
mobiles entre le quatrième et le
dixième étage



Rotor après sablage

Figure 2.5 Corrosion des aubes intermédiaires



Rotor : piqure de corrosion au
niveau de tenons des ailettes
mobile entre la quatrième et le
dixième étage



Rotor après sablage

Figure 2.6 Piqûres de corrosion au niveau des disques intermédiaires

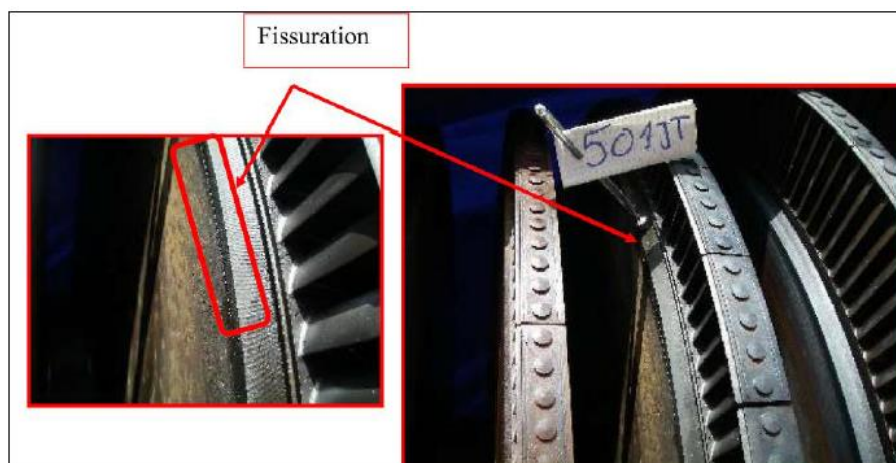


Figure 2.7 Fissuration du disque de la turbine 501JT

L'analyse des rainures de clavettes des turbines d'un certain producteur a révélé que dans 96% des centrales électriques à vapeur équipées de réacteurs à eau bouillante et que dans 36% des centrales analogues à réacteurs à eau pressurisée, on a détecté des symptômes de corrosion sous contrainte [7].

Ces symptômes n'étaient pourtant pas limités aux rainures de clavettes et aux sièges de composants frettés, mais peuvent apparaître aussi dans les zones des bords des disques et des fixations des aubes, donc même sur des rotors forgés d'une seule pièce dont on dispose au **GL2Z**, il est possible de rencontrer ce type de phénomène.

Les différents mécanismes de corrosion susceptibles de se produire dans les composants des turbines à vapeur sont présentés sur le tableau suivant :

Tableau 2-1 Différents mécanismes de corrosion dans les composants des TAV

Composant	Matériaux	Type de corrosion
Rotor	CrMoV, NiCrMoV acier faiblement allié (forgé)	P, SCC, CF
Disque	NiCrMoV, CrMoV, NiCrMoV acier faiblement allié (forgé), 12Cr (soudé)	P, SCC, CF
Aubes et bandage	12 Cr acier inoxydable, 15-5PH, Ti64, PH13-8Mo, Fe-26Cr-2Mo	P, SCC, CF
Corps et piping	Acier au carbone	SCC
SCC : corrosion sous contrainte /P : corrosion par piqure /CF : corrosion par fatigue		

Les Zones problématiques exposées à la corrosion sous contrainte des turbines à vapeur basse pression avec disques frettés sont représentées sur la figure 2-8

Une analyse plus approfondie des fissures observées a montré que la profondeur de celles-ci était la plus forte sur les matériaux à limite apparente d'élasticité élevée. Selon la température à l'endroit de la fissure, la vitesse de croissance de celle-ci pouvait atteindre jusqu'à 25 mm par année. Une exploitation sûre ne serait donc possible qu'avec des intervalles d'inspection très rapprochés.

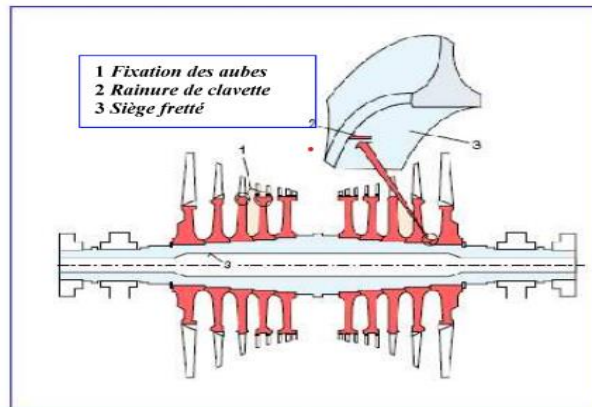


Figure 2.8 Zones problématiques des turbines à vapeur avec disques frettés

Le graphe figure 2.9 donne un aperçu sur les profondeurs de fissures observées, telles qu'elles sont mentionnées par la littérature et dans d'autres sources [7]. Ces fissures ont été observées dans différentes zones des disques BP (rainures de clavettes, surface de frettage, fixation des aubes, arêtes) sans qu'il y est de différences significatives de la profondeur des fissures aux divers endroits de leur formation.

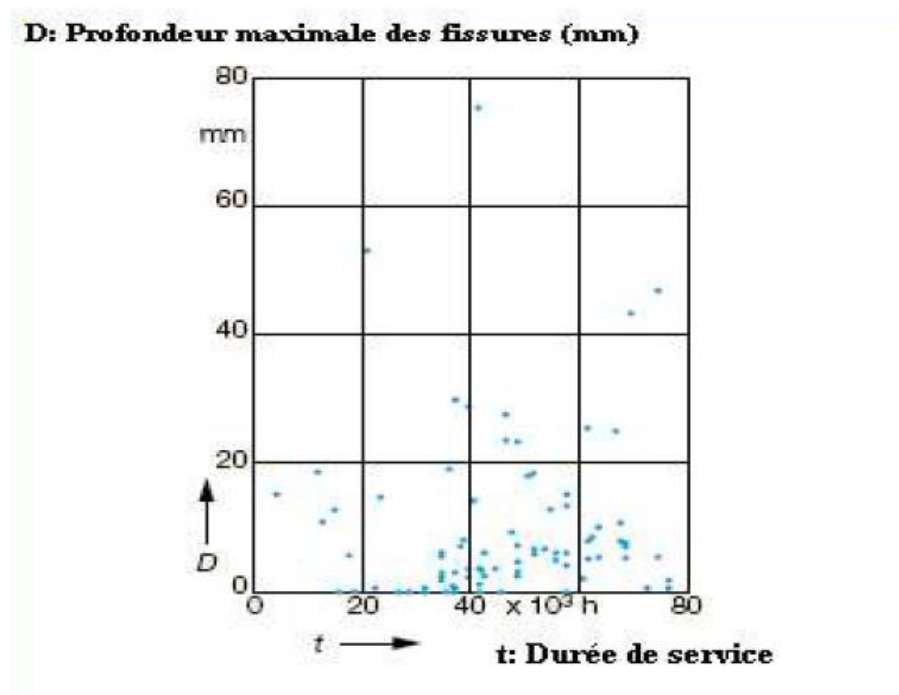


Figure 2.9 Profondeurs des fissures observées sur des rotors de turbines

2.4.4.1 Interprétation

Nous avons une fissuration dans un matériau faiblement allié au niveau des bords des disques des turbines à vapeur coté basse pression qui se produit sous l'action simultanée de contraintes de traction et d'un milieu corrosif caractérisé par la présence d'ions chlorure et d'autres particules agressives qui a déjà provoqué plusieurs piqûres par corrosion. Il est clair que ce sont des symptômes de la corrosion fissurant sous contrainte qui est donc à l'origine des endommagements constatés au niveau des disques de rotor des turbines de process.



Figure 2.10 Les facteurs influençant

La CSC résulte de l'action synergique d'un milieu corrosif sur un matériau et d'une contrainte ou d'une déformation imposée comme c'est schématisé sur la figure 2-10. Le délai de fonctionnement que l'on peut considérer comme 4^{ème} élément influençant la CSC est négligé dans cette étude, puisque nos turbines sont considérées relativement neuves. Chacun de ces facteurs pris séparément n'est pas susceptible à lui seul d'endommager la structure.

L'intervention sur l'un de ces éléments peut conduire à l'élimination des fissures par corrosion sous contraintes

2.4.5 L'influence des différents facteurs de CSC

La CSC a une longue période d'incubation, mais elle progresse rapidement quand la taille des fissures atteint des dimensions critiques figure 2.11 ; ce qui explique l'apparition surprenante des fissures au sein des rotors des turbines [6].

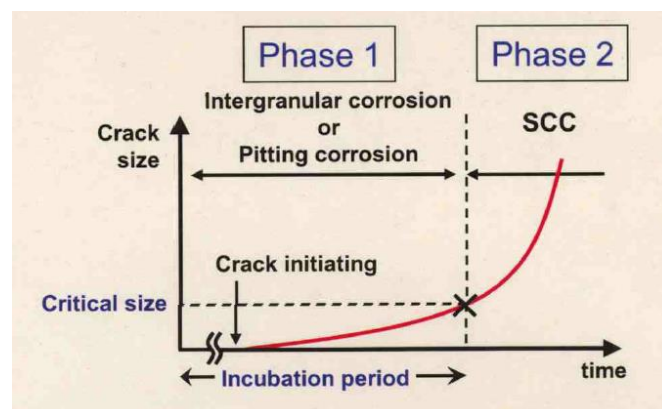


Figure 2.11 Influence de la taille de fissure

L'influence de l'environnement est tout aussi significative sur la propagation des fissures après le stade d'amorçage (corrosion par piqûre). Celles-ci se propagent souvent bien plus vite sous atmosphère corrosive par rapport à la fissuration sous environnement inerte.

La figure (2.12) montre l'influence de la quantité des agents corrosifs sur le comportement de la corrosion sous contrainte et par conséquent sur la vitesse d'apparition et de propagation des fissures.

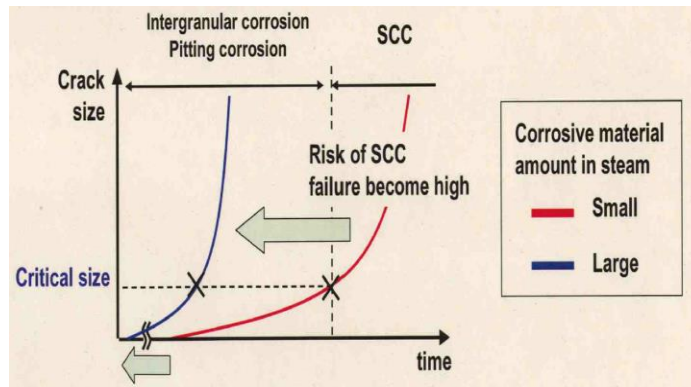


Figure 2.12 L'influence de la quantité des agents

L'étude de la propagation des fissures s'appuie sur le concept de facteur d'intensité des contraintes K issu de la mécanique linéaire de la rupture. La fissuration commence lorsque l'amplitude ΔK de ce facteur est supérieure à une valeur seuil ΔK_{seuil} , et la rupture intervient lorsque la valeur maximale K_{max} de ce facteur atteint la ténacité K_{Ic} du matériau. Le ΔK_{seuil} est caractéristique d'un système matériau- environnement donné : il est souvent bien supérieur dans un milieu inerte que sous un environnement agressif. Sous environnement aqueux, on est souvent amené à introduire une valeur limite, notée K_{Isc} , au-delà de laquelle la corrosion influe fortement sur la fissuration.

La présence d'un environnement corrosif avec les conditions de fonctionnement des turbines exposées à des sollicitations et contraintes de traction très importantes peuvent expliquer les fissurations sur les disques des rotors, néanmoins l'endommagement qui se limite aux neuvièmes étages pour les trois turbines démontées, et la comparaison avec d'autres turbines alimentées par le même réseau de vapeur 62 bars fonctionnant depuis le démarrage de l'usine en 1980 sans aucune détérioration des pièces internes nous amène à suspecter d'autres facteurs.

La présence des fissures localisée aux neuvièmes étages des turbines de process MHI de **GL2Z** Figure (2.13) ne peut être le résultat d'une pure coïncidence, vu que pas moins de 4 turbines sont concernées par ce phénomène. La révision générale des autres trains de production pourrait

éventuellement confirmer ou infirmer ce constat. Les différents facteurs favorisant la corrosion sous contrainte peuvent expliquer ce phénomène

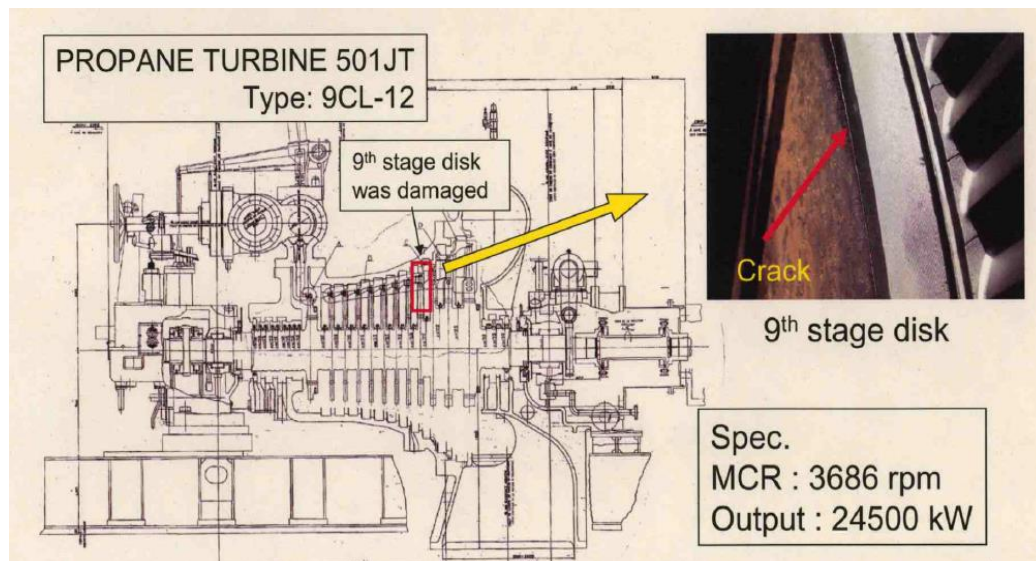


Figure 2.13 Localisations du défaut sur la turbine de process-Fissuration du disque du 9 étage à proximité des entailles des ailettes

1- Les matériaux utilisés par le constructeur MHI sont moins résistants à notre environnement corrosif par rapport au matériau des autres turbines apparemment plus nobles (des turbos génératrices par exemple fonctionnant depuis 1982). Les pièces constituant les turbines MHI sont conçues pour une certaine qualité de vapeur de très faible teneur en particules corrosives, la vapeur de GL2Z ne répond pas à ces exigences. Dans ce cas, si nous n'intervenons pas sur la qualité de vapeur nous devons définir nos besoins en termes de matériau sur la base des conditions de fonctionnement les plus défavorable, afin d'augmenter le seuil de contrainte critique K_{Isc} et les contraintes actuelles ne seront plus en mesure de provoquer des fissurations.

2- Le milieu est plus agressif au neuvième étage et par conséquent, le facteur d'intensité de contrainte critique qui dépend du matériau et du milieu, est inférieur à celui des autres étages, ce qui explique la présence du CSC. Nous supposons alors qu'au neuvième étage la vapeur est très humide et qu'il y a formation de gouttelette qui rend le milieu plus agressif. Pour les derniers étages (10, 11, 12) la concentration de chlorure est plus faible par rapport à celle du neuvième étage et la corrosion sera moins importante. Afin de remédier à ce problème il est indispensable d'améliorer la qualité de surchauffe pour éloigner la vapeur de la saturation jusqu'à la fin de détente.

3- Il y'a des contraintes supplémentaires au sein de cet étage qui permettent de dépasser le seuil de contrainte critique et de provoquer le CSC. Un fait remarquable qui différencie cet étage

des autres étages de la turbine, est la présence d'une canalisation de préchauffage et de récupération des fuites de vapeur connectée avec la première poche de la boîte étanche coté haute pression. Malheureusement, l'absence de piquage de prise de température et de pression au niveau de chaque étage, nous empêche de déterminer dans quelles conditions exactes pénètre la vapeur de fuite au neuvième étage.

Cette conduite de 3" représentée sur le schéma figure (2-14) a deux fonctions :

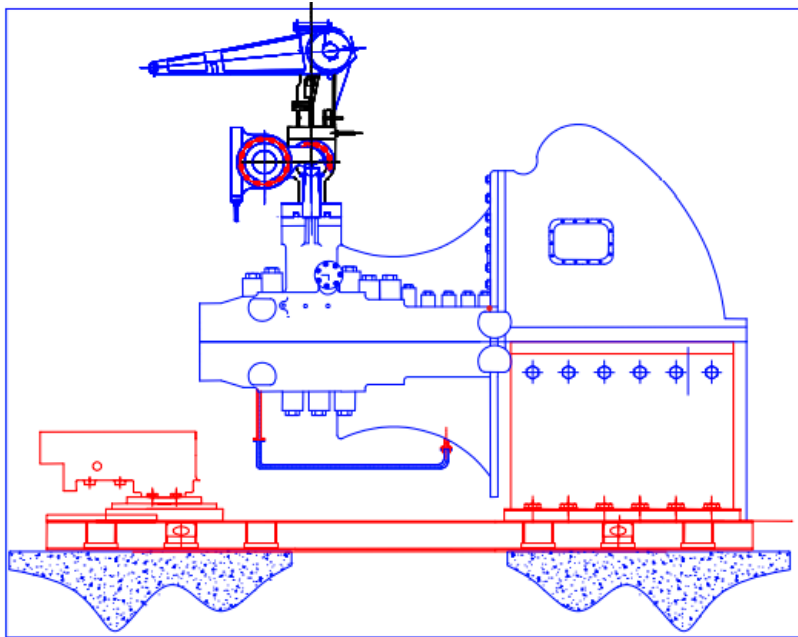


Figure 2.14 Schématisation de la conduite du 9^{ème} étage

a- Lors du démarrage de la turbine : la vapeur de préchauffage provenant du réseau de 4,5 bar traverse cette conduite connectée juste au-dessous du neuvième étage.

b- En régime normal de fonctionnement : une partie des fuites de vapeur du 1^{er} étage est dirigée vers le neuvième étage par effet de dépression à travers cette canalisation de 3" ou règne des températures et des pressions différentes. C'est une zone où il y a plus de perturbations et de turbulences liées à l'écoulement de vapeur de fuite dans cet étage et par conséquent plus de sollicitations et de concentrations locales élevées des charges centrifuges, qui peuvent être à l'origine des fissures surtout lorsque le milieu a une certaine corrosivité. [8]

On conclut que la corrosion sous contrainte (CSC) est une propriété d'un système. Il est nécessaire de réunir simultanément les 3 conditions suivantes pour que la CSC puisse se produire :

- Matériau sensible,
- Environnement critique, susceptible de produire un phénomène de CSC,
- Contrainte de traction suffisamment élevée.

L'intervention sur la qualité de la vapeur diminue les risques de la corrosion sous contrainte et résout le problème des fissurations, cependant malgré cet environnement corrosif, néfaste à un bon fonctionnement des turbines et autres installations, le seuil de contrainte critique n'est atteint qu'au 9ème étage des turbines du fabricant MHI, à cause des autres facteurs (matériaux, contraintes). L'amélioration de ces derniers permettra le fonctionnement sans risque de fissuration même dans les conditions de vapeur actuelles.

Chapitre 3

Analyse statique et modal du rotor

Le rôle de la turbine à vapeur est de transformer l'énergie de pression en énergie mécanique par un mouvement de rotation assuré par le rotor. Le rotor est un ensemble de pièces de rotation (l'arbre, les roues, les aubes) cet élément non seulement il porte les pièces en rotation, il transmet encore le mouvement de rotation.

Dans ce chapitre nous allons vérifier la résistance du rotor dont l'arbre est de 2525 mm de longueur qu'on devise en sept tronçons avec une masse de 2383.233 Kg. Par simulation numérique par éléments finis, d'abord par l'utilisation du module Ossature du logiciel RDM 7 en utilisant des éléments poutres dans un modèle tridimensionnel, puis par l'utilisation du logiciel SolidWorks en utilisant des éléments finis tridimensionnels pour le maillage.

3.1 Les caractéristiques mécaniques et géométriques du rotor

3.1.1 Les caractéristiques du matériau

Les différentes caractéristiques du matériau du rotor sont données dans les tableaux ci-dessous :

Tableau 3-1 Les données du calcul

Type d'acier	Acier traité
La limite d'élasticité	900 [N/mm ²]
La contrainte de rupture	1440 [N/mm ²]
Module de Young	210000 [N/mm ²]
La masse volumique	7700 [kg/m ³]
Poids du l'arbre	6010 kg
Longueur du rotor	2.525 m
Puissance de l'arbre	30107 KW
Vitesse de rotation	5000 tpm
Coefficient de sécurité	1.5
Coefficient de poisson	0.28

3.1.2 Dimensions des différentes parties du rotor et les forces agissantes sur l'arbre

- Les forces qui agissent sur l'arbre sont le poids propre de l'arbre qu'on a divisé en 7 tronçons
- Les poids des roues (12 roues donc 12 forces de poids)

3.1.2.1 Calcul des poids de chaque tronçon

La masse de chaque tronçon :

$$M_{ti} = \rho \times \pi \times \frac{1}{4} \times l_i \times D_i^2 \quad (3.1)$$

Le poids de chaque tronçon :

$$P_i = M_{ti} \times g \quad (3.2)$$

Avec :

- M_{ti} : la masse d'un tronçon
- ρ : la masse volumique
- l_i : longueur du tronçon
- D_i : diamètre du tronçon
- g : la gravité = 9.81 m/s²

Tableau 3-2 Masses et poids des tronçons

Les tronçons	Diamètre [m]	Longueur [m]	Mass [kg]	Poids [N]
1	0.287	0.159	79.20298	776.9812
2	0.328	0.503	27.2625	3210.445
3	0.318	0.929	568.1337	5573.392
4	0.459	0.109	138.8777	1362.39
5	0.643	0.409	1022.647	10032.17
6	0.328	0.265	172.4147	1691.388
7	0.286	0.151	74.69467	732.7547
Somme		2.525	2383.233	23379.5209

3.1.2.2 Calcul des poids des disque

Pour calculer les poids des disques on utilise les deux formules suivantes :

- La masse des disques :

$$M_d = E_i \times (D_{r\ ext}^2 - D_{r\ int}^2) \times \frac{1}{4} \times \pi \times \rho \quad (3.3)$$

- Le poids des disques :

$$P_{ri} = M_{di} \times g \quad (3.4)$$

Avec :

- M_d : la masse d'un disque

- E_i : l'épaisseur d'un disque
- D_{ext} : diamètre extérieur d'un disque
- D_{int} : diamètre intérieur d'un disque

Après l'application des formules (3) et (4) on obtient les résultats suivants :

Tableau 3-3 Masses et poids des disques

Disque	Diamètre Int (m)	Diamètre Ext (m)	Epaisseur (m)	Mass[kg]	Poids [N]
1	0.328	0.745	0.085	230.003	2256.3294
2	0.318	0.793	0.034	108.509	1064.473
3	0.318	0.815	0.034	115.783	1135.831
4	0.318	0.831	0.034	121.198	1188.95
5	0.318	0.909	0.034	149.104	1462.710
6	0.318	0.947	0.034	163.606	1604.974
7	0.318	0.989	0.034	180.325	1768.988
8	0.318	1.053	0.034	207.197	2032.602
9	0.318	1.1	0.053	355.418	3486.6509
10	0.459	1.030	0.056	287.938	2824.671
11	0.643	1.149	0.079	433.207	4249.760
12	0.643	1.273	0.097	708.089	6946.353
Somme				3060.377	30022.2923

3.1.2.3 Calcul des poids des ailettes

Pour calculer les poids des ailettes on a simplifié notre calculé à cause manque des données on a considéré l'ailette comme un rectangle et on utilise les deux formules suivantes :

- La masse des ailettes :

$$Ma = \rho \times L \times e \times h \quad (3.5)$$

Avec:

- M_a : Masse ailette
- ρ : Masse volumique du matériau 7700Kg/m³
- L : épaisseur de la roue
- e : épaisseur d'ailette
- h : hauteur d'ailette
- Poids des ailettes :

$$M_{at} = M_t \times n^\circ \quad (3.6)$$

- M_t : masse total
- n° : nombre des ailettes

$$Pa = M_{at} \times g \quad (3.7)$$

Tableau 3-4 Masses et poids des ailettes

aillette	h[m]	e[m]	L[m]	n° ailettes	Masse [kg]	Masse Total [kg]	Poids [N]
1	0.0585	0.025	0.085	39	0.95720625	37.3310438	366.217539
2	0.0585	0.025	0.034	36	0.3828825	13.78377	135.218784
3	0.0585	0.025	0.034	40	0.3828825	15.3153	150.243093
4	0.0585	0.025	0.034	36	0.3828825	13.78377	135.218784
5	0.0585	0.025	0.034	38	0.3828825	14.549535	142.730938
6	0.0585	0.025	0.034	38	0.3828825	14.549535	142.730938
7	0.0585	0.025	0.034	38	0.3828825	14.549535	142.730938
8	0.0585	0.025	0.034	38	0.3828825	14.549535	142.730938
9	0.0585	0.025	0.053	45	0.59684625	26.8580813	263.477777
10	0.107	0.025	0.056	42	1.15346	48.44532	475.248589
11	0.132	0.025	0.079	42	2.00739	84.31038	827.084828
12	0.176	0.025	0.097	42	3.28636	138.02712	1354.04605
Somme					10.68144	436.052925	4277.6792

3.1.2.4 Calcul des poids des bondages

Pour calculer les poids des bondages on utilise les deux formules (3.3) et (3.4) :

Tableau 3-5 Masses et poids des ailettes

Bondage	Diamètre ext [m]	Diamètre int[m]	épaisseur [m]	Masse [kg]	Poids [N]
1	0.868	0.862	0.085	5.335	52.336
2	0.916	0.91	0.034	2.252	22.092
3	0.938	0.932	0.034	2.307	22.631
4	0.954	0.948	0.034	2.346	23.014
5	1.032	1.026	0.034	2.538	24.897
6	1.070	1.064	0.034	2.632	25.819
7	1.112	1.106	0.034	2.736	26.840
8	1.176	1.17	0.041	3.490	34.236
9	1.154	1.148	0.053	4.427	43.428
10	1.250	1.244	0.056	5.067	49.707
11	1.418	1.412	0.079	8.130	79.755
12	1.630	1.624	0.097	11.462	112.442
Somme				52.722	517.197

3.1.2.5 Calcul des poids totale des roues

Pour calculer les poids totaux des roues on somme les poids des disques, ailettes et bondages.

Tableau 3-6 Masses et poids des roues

Roue	Poids disque[N]	Poids ailette[N]	Poids bondages [N]	Poids roue[N]
1	2256.3294	366.217539	52.336	2674.88294
2	1064.473	135.218784	22.092	1221.78378
3	1135.831	150.243093	22.631	1308.70509
4	1188.95	135.218784	23.014	1347.18278
5	1462.710	142.730938	24.897	1630.33794
6	1604.974	142.730938	25.819	1773.52394
7	1768.988	142.730938	26.840	1938.55894
8	2032.602	142.730938	34.236	2209.56894
9	3486.6509	263.477777	43.428	3793.55668
10	2824.671	475.248589	49.707	3349.62659
11	4249.760	827.084828	79.755	5156.59983
12	6946.353	1354.04605	112.442	8412.84105

- La masse du rotor est égale à :

$$M_r = \sum_{i=1}^{12} M_d + \sum_{i=1}^{12} M_{at} + \sum_{i=1}^{12} M_s + \sum_{i=1}^7 M_{ti} = 5932.385 \text{ Kg}$$

3.2 Modélisation et simulation

3.2.1 Simulation par le logiciel RDM7

RDM 7 est un logiciel est gratuit destiné à l'enseignement du calcul des structures par la méthode des éléments finis, qui va nous permettre de faire comme son nom l'indique l'étude de la résistance de la structure ou rotor étudié. Il est simple à utiliser, nous pouvons choisir le nombre de nœuds, le type de profilé, et pleins d'autres options tels que l'affichage des diagrammes de l'effort tranchant et les moments de flexion et torsion. Ainsi que les différents tenseurs de contraintes et déformations. L'objectif de cette étude est de faire une analyse statique du rotor de la turbine à vapeur sollicité aux différentes charges et couple de torsion. On doit donc :

- Déterminer les diagrammes d'effort tranchant T et des moments de flexion M_f et torsion
- Déterminer le schéma de la déformée et sa valeur maximale.
- Déterminer les valeurs maximales de T et M_f et M_t .
- Donner la position de la section la plus dangereuse.

- Donner la distribution des contraintes de VON MISES et TRESCA au niveau de la section dangereuse et ses valeurs max et min.
- Modélisation :

En choisissant l'icône « ossatures » et en suit les instructions suivantes : On choisit le type d'ossature **spatiale**.

On introduit les coordonnées des nœuds de discrétisation selon la géométrie et position des différentes charges et appuis sur le rotor.

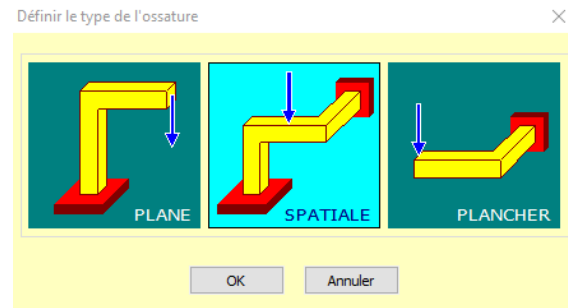


Figure 3.1 Définition du type de l'ossature

Tableau 3-7 Les position des nœuds

Les nœud (mm)	Les positions
0	
80	Appuie
159	Fin de 1 ^{er} Tronçon
560	Roue 1
662	Fin de 2 ^{eme} Tronçon
840	Roue 2
950	Roue 3
1060	Roue 4
1170	Roue 5
1280	Roue 6
1380	Roue 7
1460	Roue 8
1520	Roue 9
1591	Fin de 3 ^{eme} Tronçon
1635	Roue 10
1700	Fin de 4 ^{eme} Tronçon
1830	Roue 11
2000	Roue 12
2109	Fin de 5 ^{eme} Tronçon
2374	Fin de 6 ^{eme} Tronçon
2445	Encastrement
2525	Fin de 7 ^{eme} Tronçon

Après l'introduction des nœuds dont le nombre est égale à 22, on introduit 21 éléments poutres, qui constituent sept groupes de sections différentes selon les tronçons de l'arbre du rotor

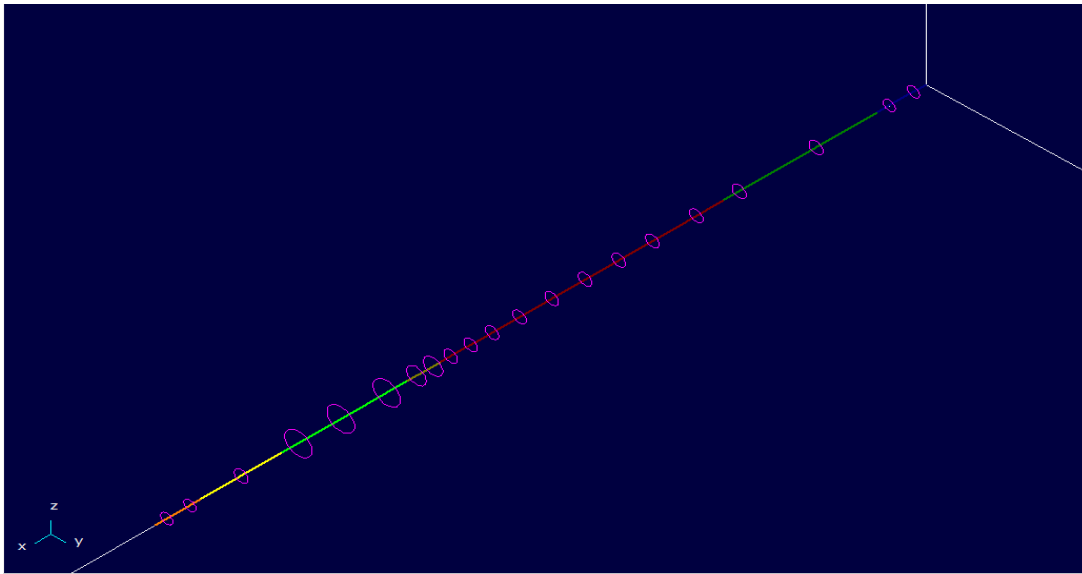


Figure 3.2 Modélisation de l'arbre à section variable avec des éléments poutres

Puis on introduit les deux appuis de type articulation et encastrement aux deux extrémités. On applique les différentes charges qui sont les poids des roues, le couple de rotation et la pesanteur (gravité) pour prendre en considération le poids des différents tronçons de l'arbre, voir la figure ci-dessous.

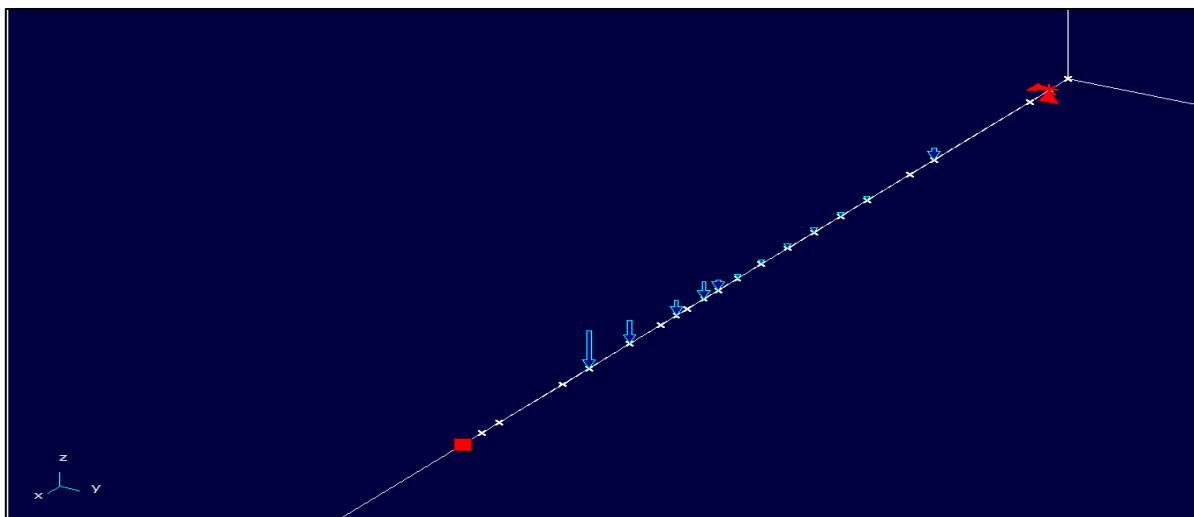


Figure 3.3 Application des différentes charges

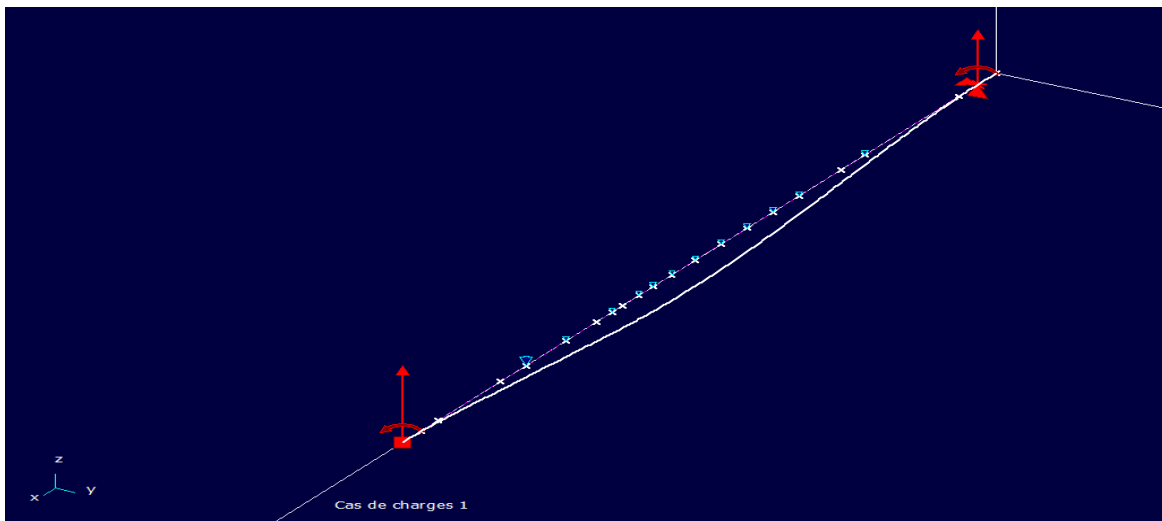


Figure 3.4 La déformée du rotor sans torsion

❖ Les Résultats

A. Sans torsion

- La Déformée

Le déplacement maximal est égal à 2.708×10^{-5} mm au milieu de la poutre à $x=1280$ mm.

- L'effort Tranchant

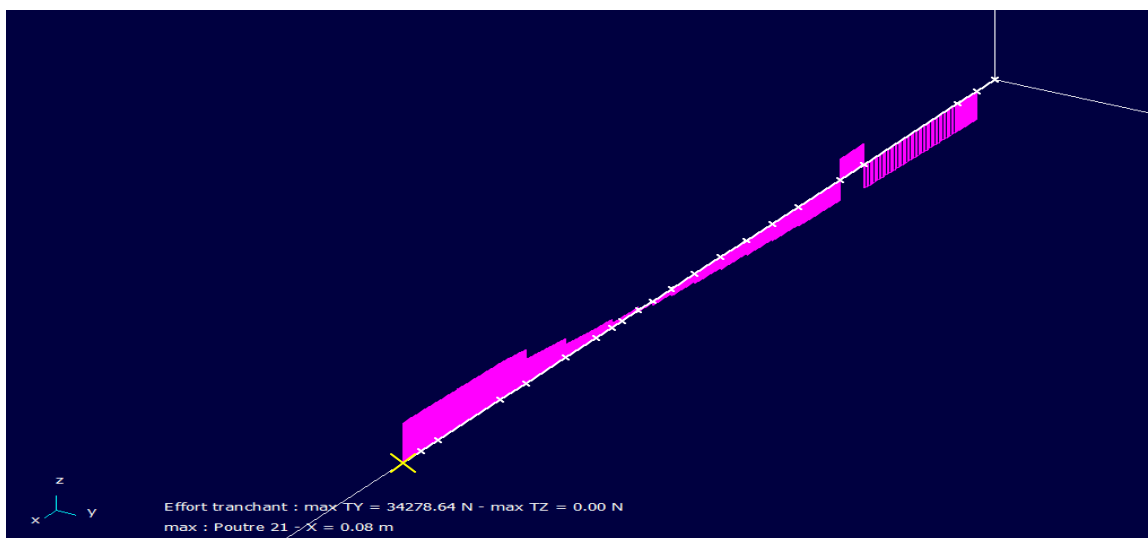


Figure 3.5 Diagramme d'effort tranchant sans torsion

L'effort tranchant maximal est égale à 34248.64N à l'extrémité du rotor en $x=2442,2525$ mm

- Le Moment fléchissant

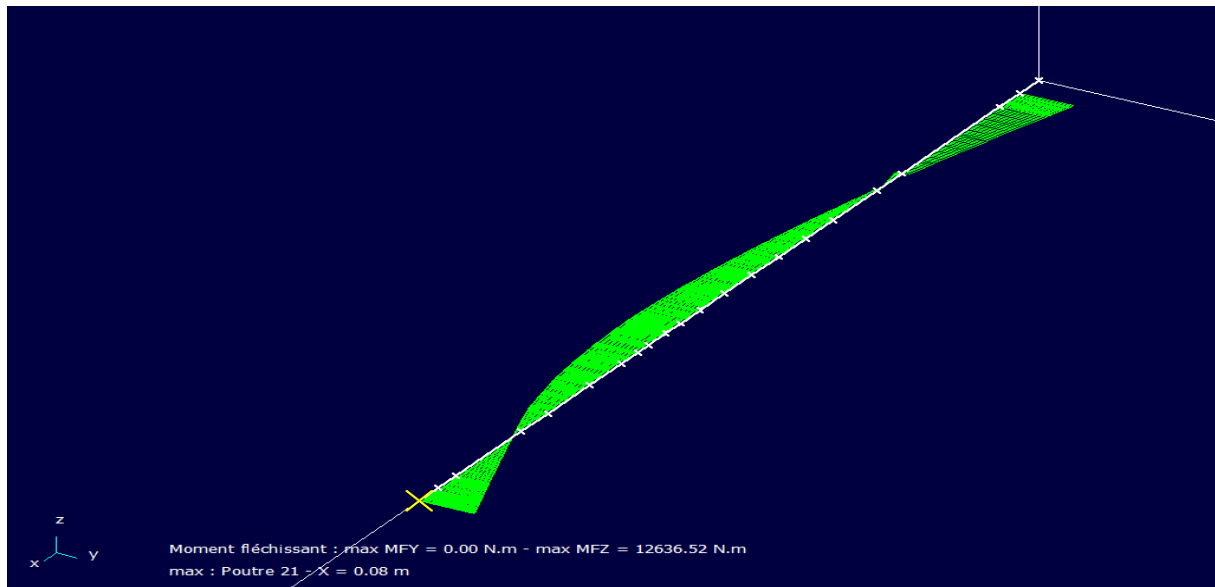


Figure 3.6 Diagramme du moment fléchissant sans torsion

Moment fléchissant maximal est égale à 12636.52N.m se trouvé au l'extrémité $x=[2442,2525]$ mm

- Contraintes de TRESCA et de VON MISES

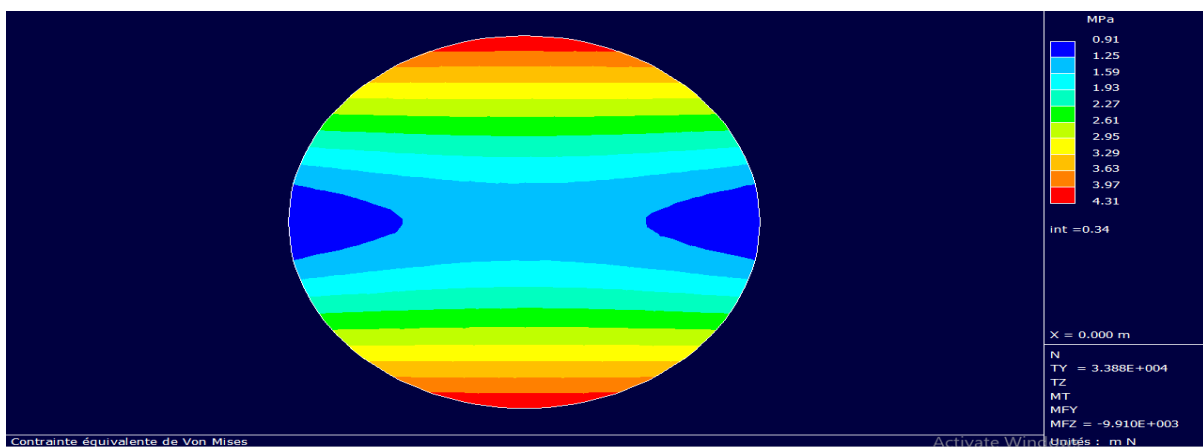


Figure 3.7 Les contraintes de VON MISES sans torsion

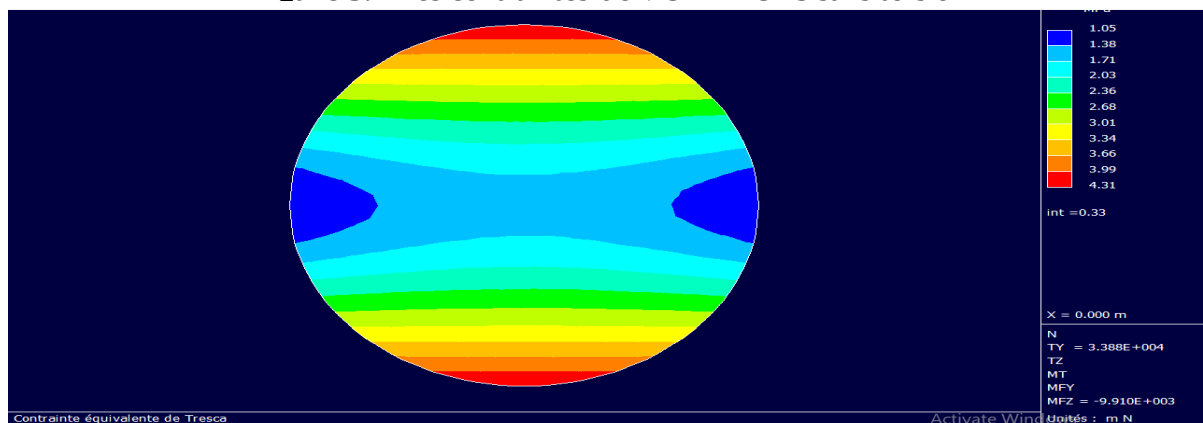


Figure 3.8 Les contraintes de TRESCA sans torsion

B. Avec Torsion

On applique un couple nodal sur le 2^{ème} nœud (à $x = 80\text{mm}$) d'une valeur de $M_t = 57500\text{N.m}$

- Contraintes de TRESCA et de VON MISES

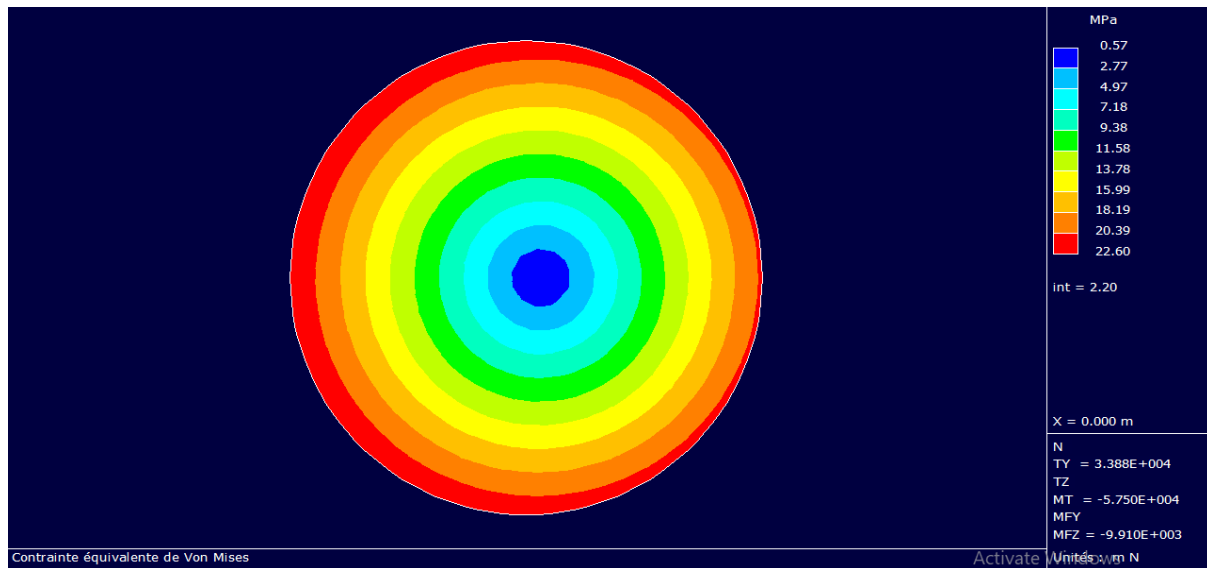


Figure 3.9 Les contraintes de VON MISES avec torsion

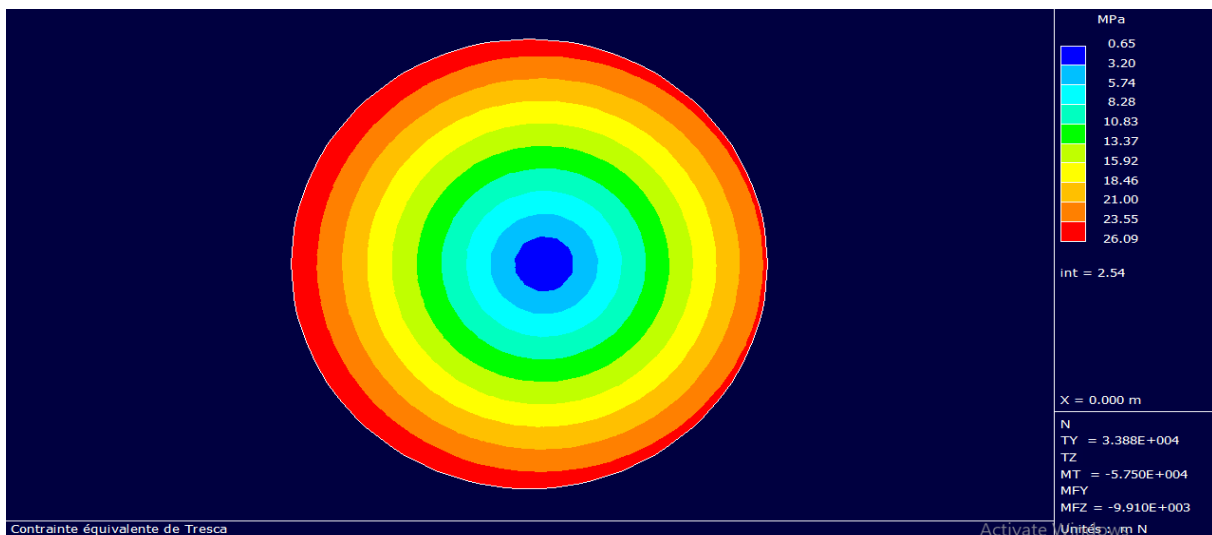


Figure 3.10 Les contraintes de TRESCA avec torsion

Tableau 3-8 Comparaison des contraintes

Type de contrainte	Sans torsion [MPa]	Avec torsion [MPa]
VON MISES	4.31	22.60
TRESCA	4.3	26.09

Les Figures 3-8 à 3-10 illustrent la distribution des contraintes de type VON MISES et TRESCA sur l'arbre à la section dangereuse avec et sans prise en compte du couple de torsion. La différence entre les contraintes dans les deux cas de charges cités est très importante. Sachant que la limite d'élasticité de notre matériau est 900MPa, donc la zone dite critique travaille dans le domaine élastique en toute sécurité, donc l'arbre ne présente pas de zones faibles.

3.2.2 Simulation par le logiciel SolidWorks

SolidWorks est un logiciel de conception mécanique assistée par ordinateur (CAO), il peut faire toutes sorte de conception et assure un assemblage bien déterminé par des contraintes. La particularité de ce logiciel est la possibilité de faire une simulation, qu'elle soit une simulation mécanique (solicitation) ou simulation d'un écoulement (fluide). Ce logiciel utilise la méthode des éléments finis (FEM, pour Finite Element Method). Cette méthode est une technique numérique d'analyse de conception. Elle est considérée comme la méthode standard d'analyse, du fait de sa généralité et de sa capacité à être traitée par l'informatique. Notre connaissance de ce logiciel nous a permis de faire la conception du rotor de la turbine a vapeur et de faire :

- Premièrement d'abord une étude et **analyse statique** (ou de contraintes). Les études statiques calculent les déplacements, les forces de réaction, les déformations ainsi que les différents types de contraintes et la distribution des coefficients de sécurité qui nous donne une idée générale sur la résistance du rotor pour éviter toute ruine dues aux contraintes élevées.

- Deuxièmement une étude fréquentielle ou **analyse modale** du rotor, pour le calcul des fréquences critiques de vibration ou vitesses critiques de résonance ainsi que les déformées ou modes propres associés. Sachant qu'en analyse par éléments finis, les modèles comportent autant de modes que de degrés de liberté. Cependant, seuls quelques modes sont pris en considération. L'analyse fréquentielle permet d'éviter des dégradations liées à des contraintes excessives causées par résonance.

3.2.2.1 Création du modèle 3D du rotor

Pour simplifier notre étude on a créer le rotor, en suivant les étapes suivantes :

Au lancement de SolidWorks, une boîte de dialogue apparaît, on choisit instruction pièce comme présenté dans la figure ci-dessous :

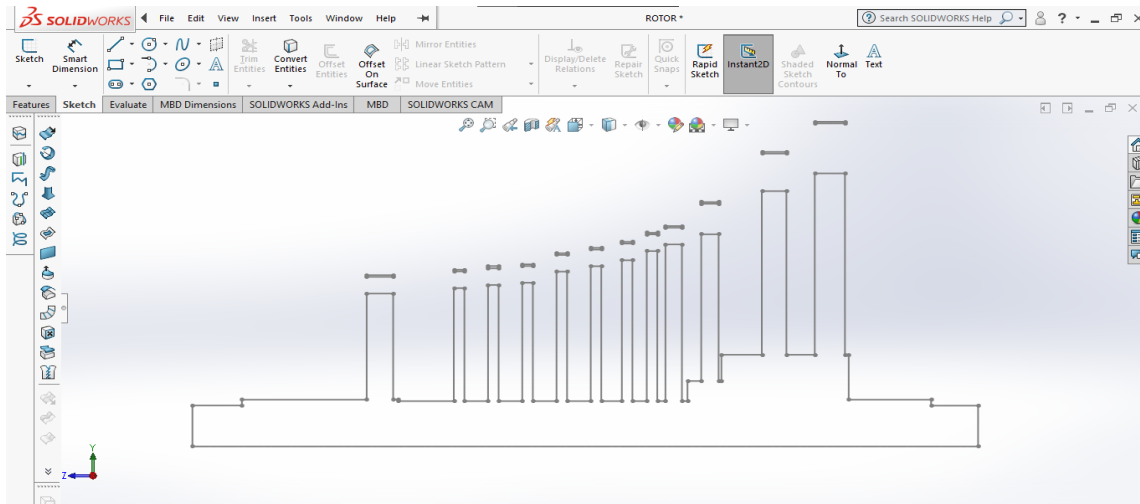


Figure 3.11 Dessin de rotor en 2D

- Créer nouveau part (New)
- Dessiner (Sketch)
- Sélectionnez votre plan de dessiner (select a plan), voir figure ci-dessous.
- Sachant que les dimensions et positions des différentes roues dimensions sont citées ci-dessus, on donne un exemple de création d'une roue avec le tronçon d'arbre correspondant (voir figure 3-12), après on suit les mêmes étapes pour les autres roues.

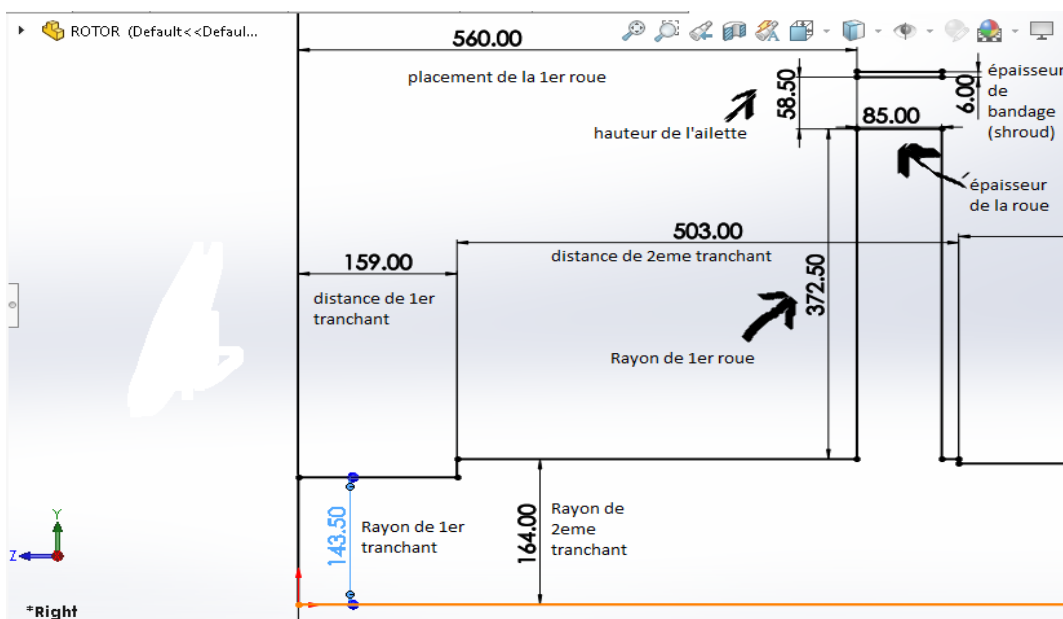


Figure 3.12 Application dimensionnelle sur une roue de rotor

- Faire des enlèvements de matière successives dans la face de dessus et de dessous respectivement ; en utilisant esquisse d'un cercle suivi d'une cotation intelligente puis d'une fonction enlèvement de matière. Les esquisses sont représentées dans la figure ci-dessous

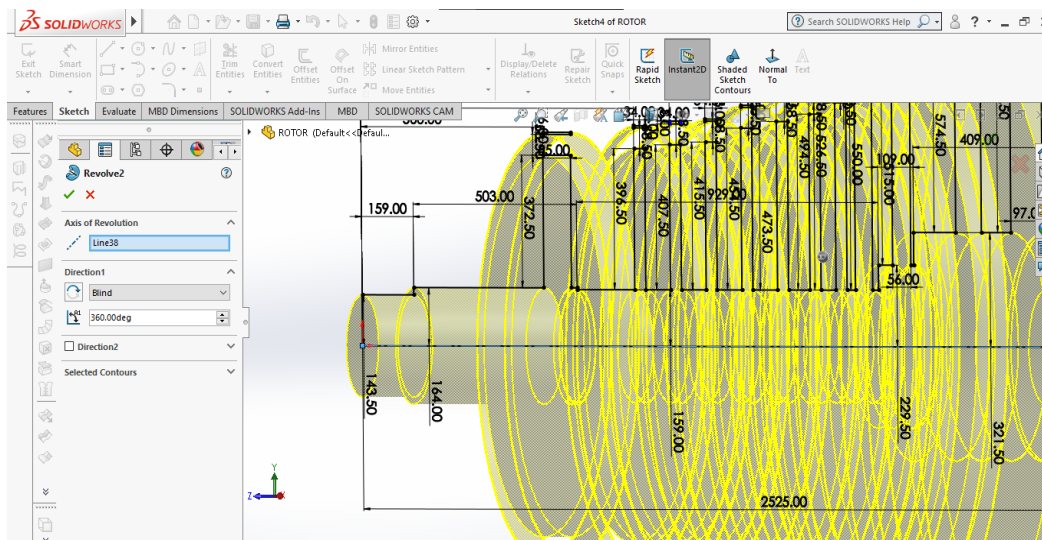


Figure 3.13 Rotation du dessin d'ensemble autour d'un axe de révolution

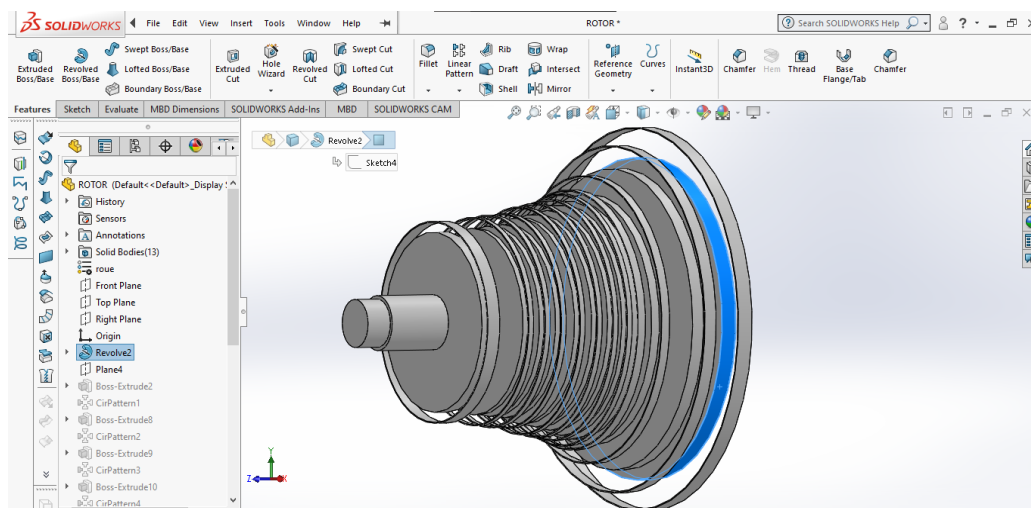
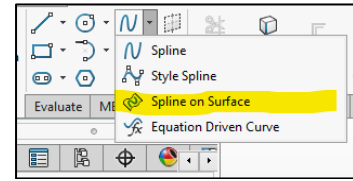


Figure 3.14 Dessin d'ensemble en 3D sans les ailettes

- Création de l'ailette

A cause de l'absence des données on a créé les ailettes à base des photos, donc on a essayé d'être plus réaliste que possible, à partir de vue de dessus cliquez droit sur la surface de bandage et le cacher pour exposé la face de la roue dans la même vue on clique spline sur la surface.



Après on dessine 4 points sur la surface et on manipule d'une manière qui ressemble à une ailette, ensuite on affiche le bandage pour extruder le dessin.

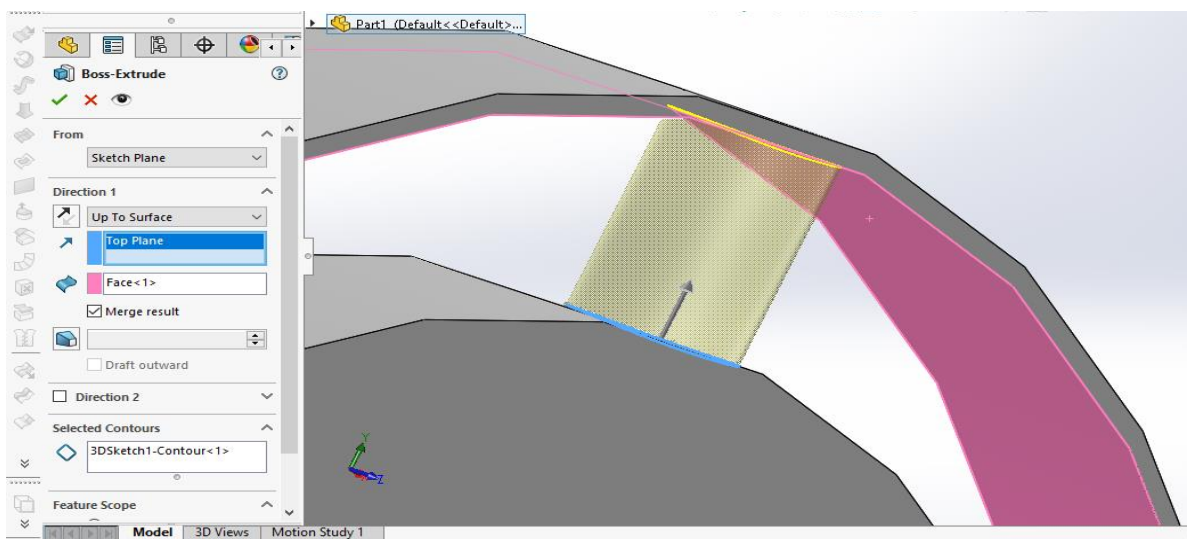
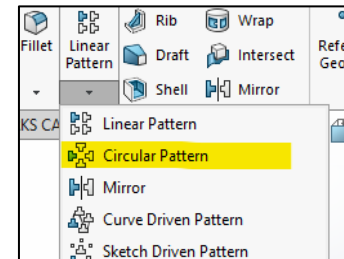


Figure 3.15 Création de l'ailette

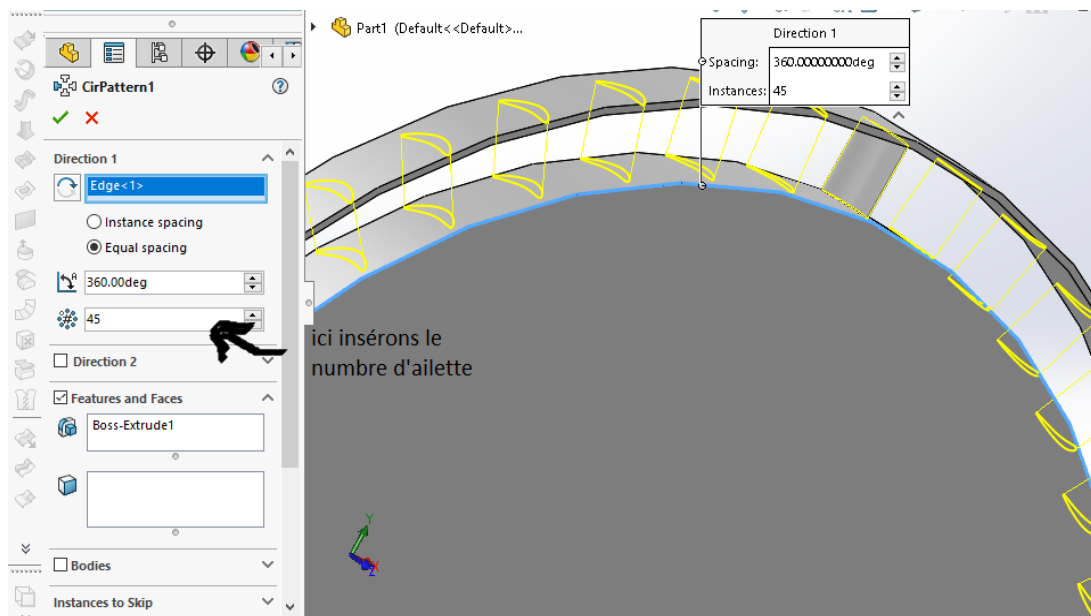


Figure 3.16 Insertion d'ailettes

Puis le nombre d'ailette et définit par feature circular pattern (motif circulaire)

On répète cette méthode dans toutes les roues.

NOTE : chaque roue a un nombre d'ailettes différent.

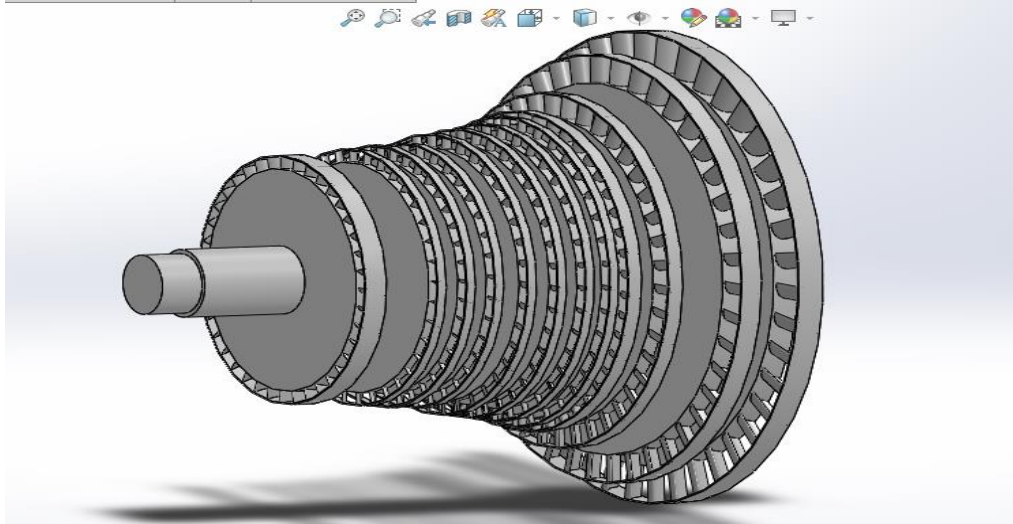


Figure 3.17 Modèle 3D du Rotor

3.2.2.2 Analyse statique

Cette étude consiste à chercher les différentes contraintes, déformations et déplacements, d'abord par une étude de flexion du rotor sous l'effet du poids des différentes roues et tronçons de l'arbre, puis en considérant en plus le couple de torsion appliqué sur le rotor supporté par deux paliers aux extrémités. En suivant les étapes suivantes :

- Créer une étude statique, pour accéder au Property Manager Etude, cliquez avec le bouton droit sur l'onglet Etude de simulation et sélectionnez Créer une nouvelle étude de simulation. Définir les propriétés de l'étude.
- Pour définir un matériau pour un solide, cliquez avec le bouton droit sur son icône dans l'arbre d'études Simulation et sélectionnez Appliquer/Modifier le matériau.
- Définir les contraintes. Cliquez avec le bouton droit sur l'icône Appareils dans l'arbre d'études Simulation et sélectionnez-le dans la liste. Appliquer des contraintes adéquates pour stabiliser le rotor.

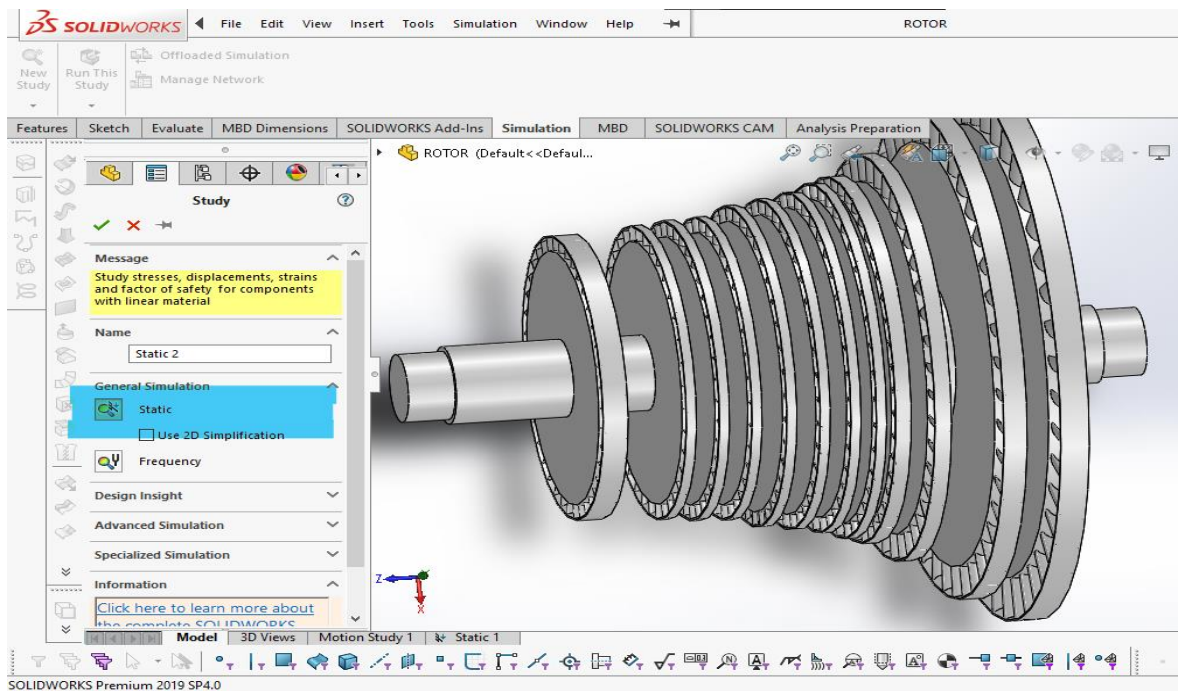


Figure 3.18 Création de simulation statique

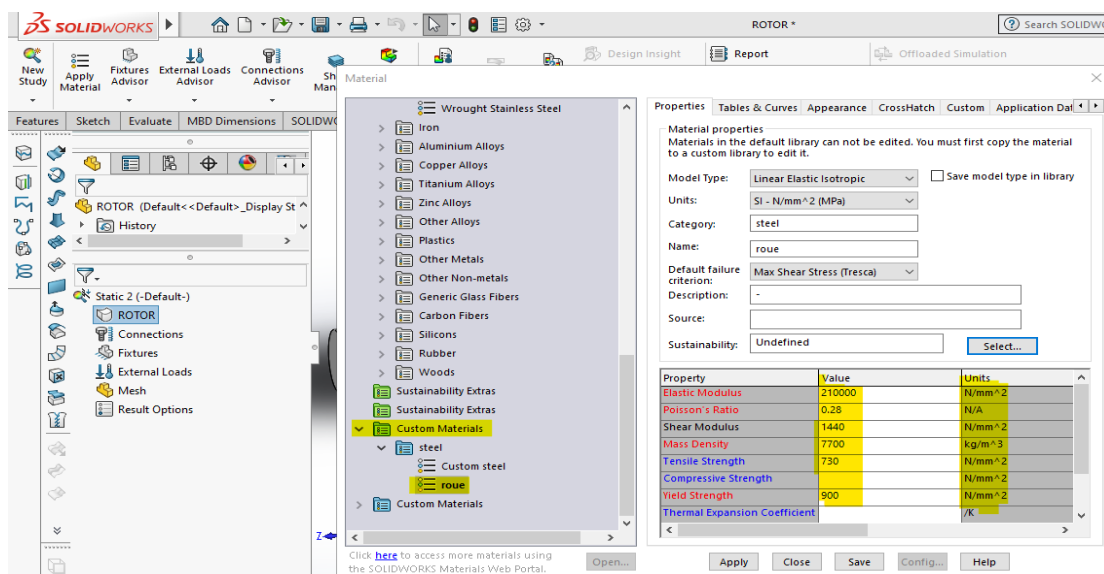


Figure 3.19 Définition du matériau

On note que notre rotor est supporté par des paliers aux deux extrémités, donc on clique sur avancée et choisit (sur faces cylindriques) après on sélectionne la position avec désactiver la translation radiale (voir figure 3-20).

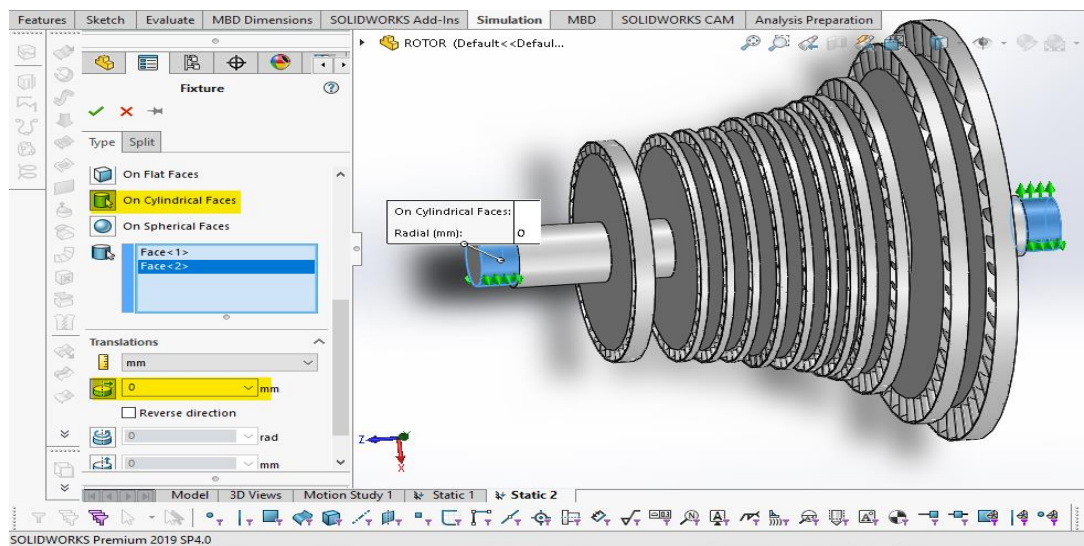


Figure 3.20 Fixation géométrique sans torsion

- Maillage du modèle

Cliquez droit sur maillage → créer maillage → paramètres de maillage → maillage basé sur la courbure (pour éviter les problèmes sur les ailettes)

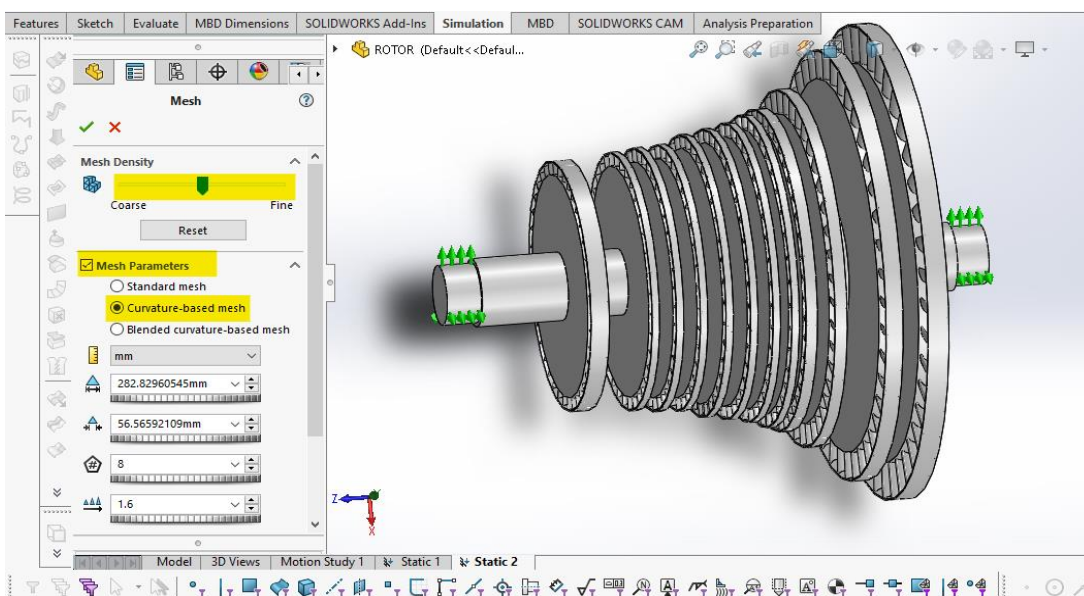


Figure 3.21 Maillage du rotor

- Application des charges externes on a deux cas de charges :

➤ **1^{er} cas : Gravité seule**

Cliquez droit sur charge externe → gravité → sélectionné plan de référence* → OK

Si le plan de référence est au milieu de notre rotor, on crée un nouveau plan de géométrie

*(Features → géométrie de référence → plan → plan supérieur (plan de référence) → ajuster la distance propre(1500mm) → ok). On choisit ce plan comme plan de référence

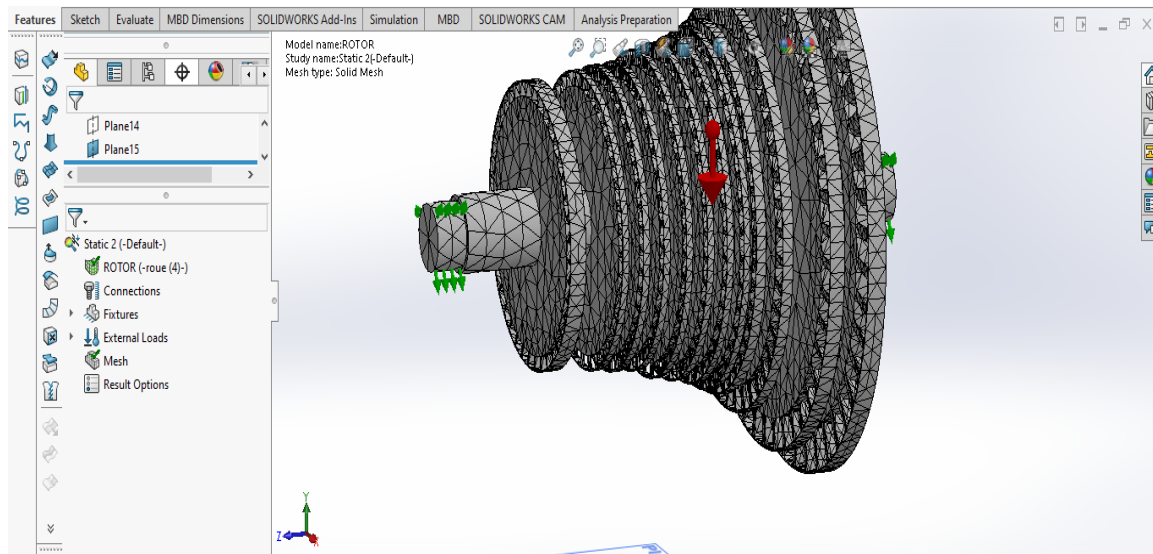


Figure 3.22 Rotor après maillage et application de la gravité

- Lancer simulation et Résultats
- Déplacements

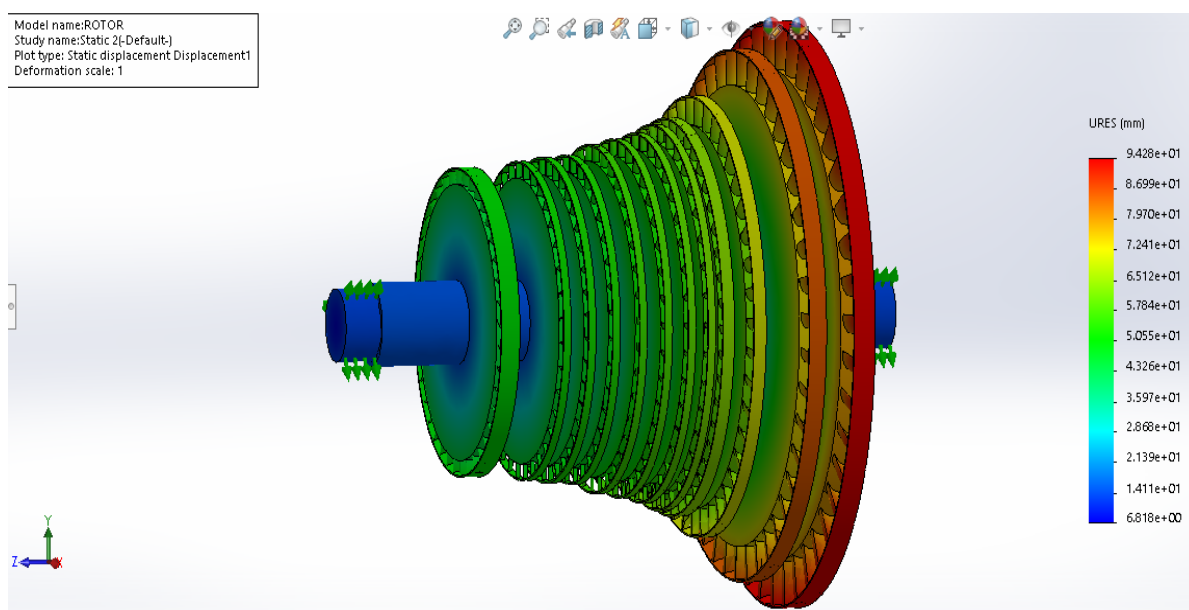


Figure 3.23 Les déplacements sans torsion

Les déplacements sont petits, dont la valeur maximale est égale à 94.28 mm par rapport à la longueur totale du rotor 2525 mm et qui restent dans les limites de déformation limites des matériaux.

▪ Contraintes de VON MISES et TRESCA

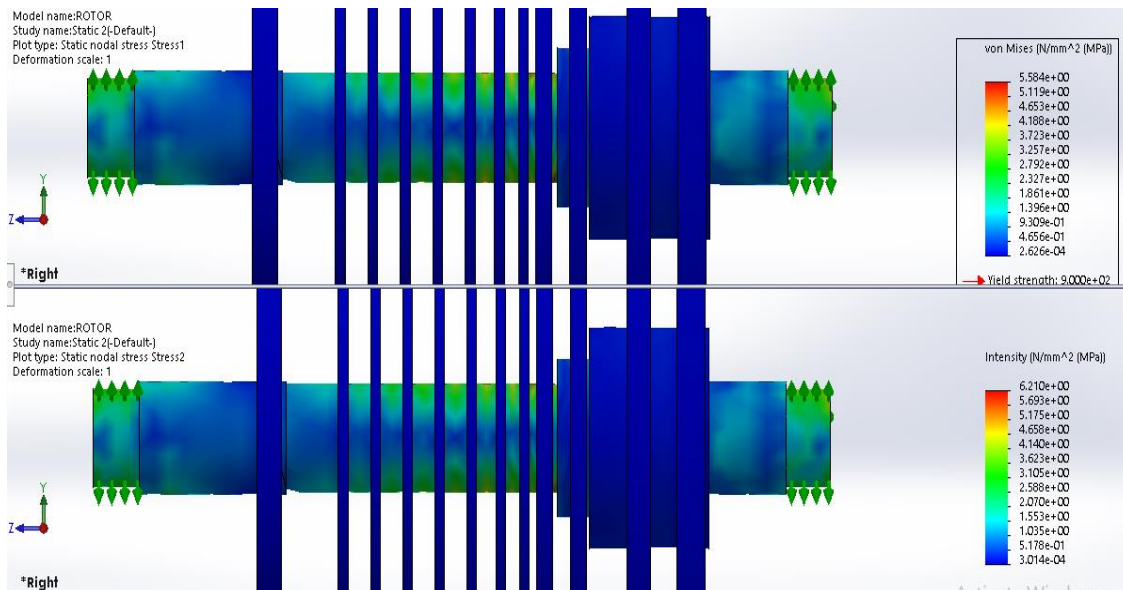


Figure 3.24 Les contraintes de TRESCA et VON MISES sans torsion

En fonction des contraintes normale de flexion et tangentielle de cisaillement, les contraintes principales de VON MISES et TRESCA sont données par :

Critère de VON MISES : $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 5.584 \text{ MPa}$, $\rightarrow S_{FV} = 144.92$

Critère de TRESCA : $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 6.210 \text{ MPa}$, $\rightarrow S_{FT} = 161.17$

Sachant que le coefficient de sécurité est donné par le rapport entre la limite élastique du matériau et la contrainte équivalente calculée : $s_F = \frac{\sigma_e}{\sigma_{eq}}$, $\sigma_e = 900 \text{ MPa}$

Cela montre que notre rotor est en sécurité vis-à-vis des charges appliquées, où le poids seul est considéré dans ce dernier cas.

➤ 2^{ème} cas : Gravité plus torsion

On applique les mêmes étapes que dans le premier cas de charges avec deux modifications. On ajoute une fixation encastrement sur la surface externe du côté compresseur et un couple de torsion $M_t = 57500 \text{ N.m}$ du côté admission, comme suit :

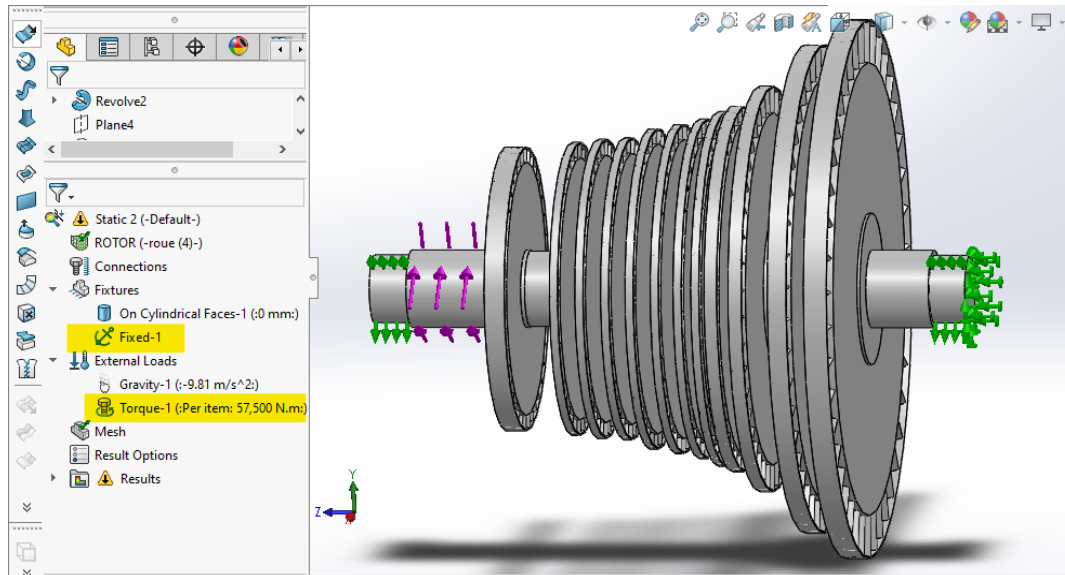


Figure 3.25 Fixation géométrique avec torsion

- Lancer simulation et Résultats
- Déplacements

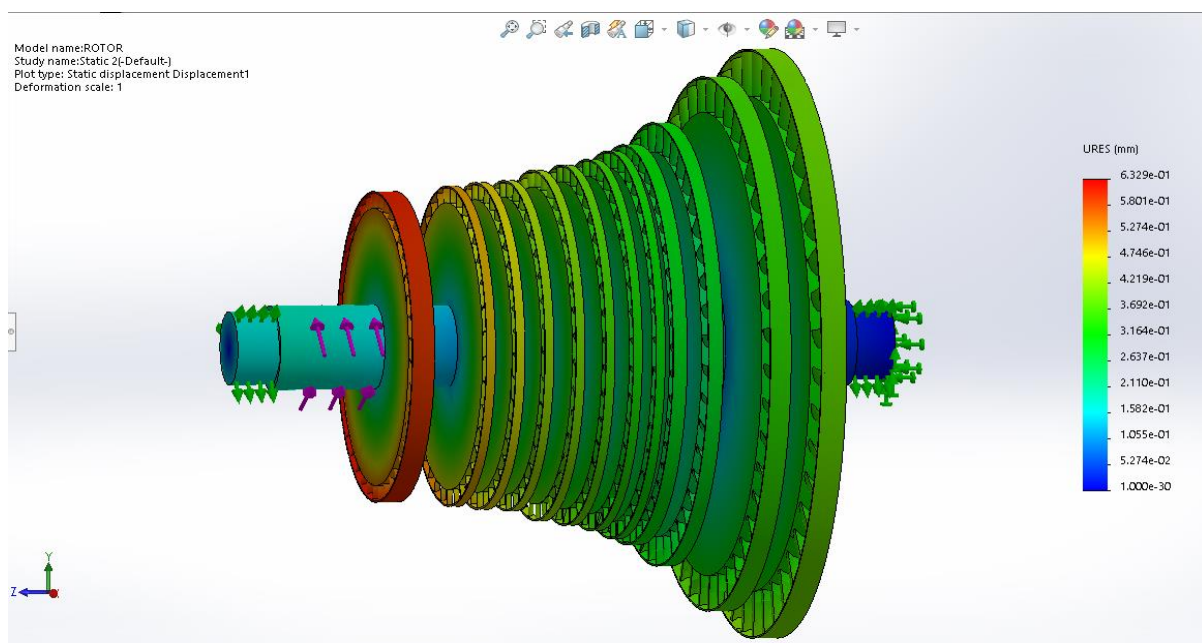


Figure 3.26 Les déplacements

La figure 3-26 illustre les déplacements de l'arbre en « mm ». Nous constatons que le déplacement maximal (Flèche maximale Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ **0.6329 mm**, cette flèche est très faible et on a toujours dans le cadre des petits déplacements, dans le domaine élastique. C'est très petit par rapport au premier cas de charge, vu les fixations ajoutées dans le deuxième cas de charge.

■ Contraintes de VON MISES et TRESCA

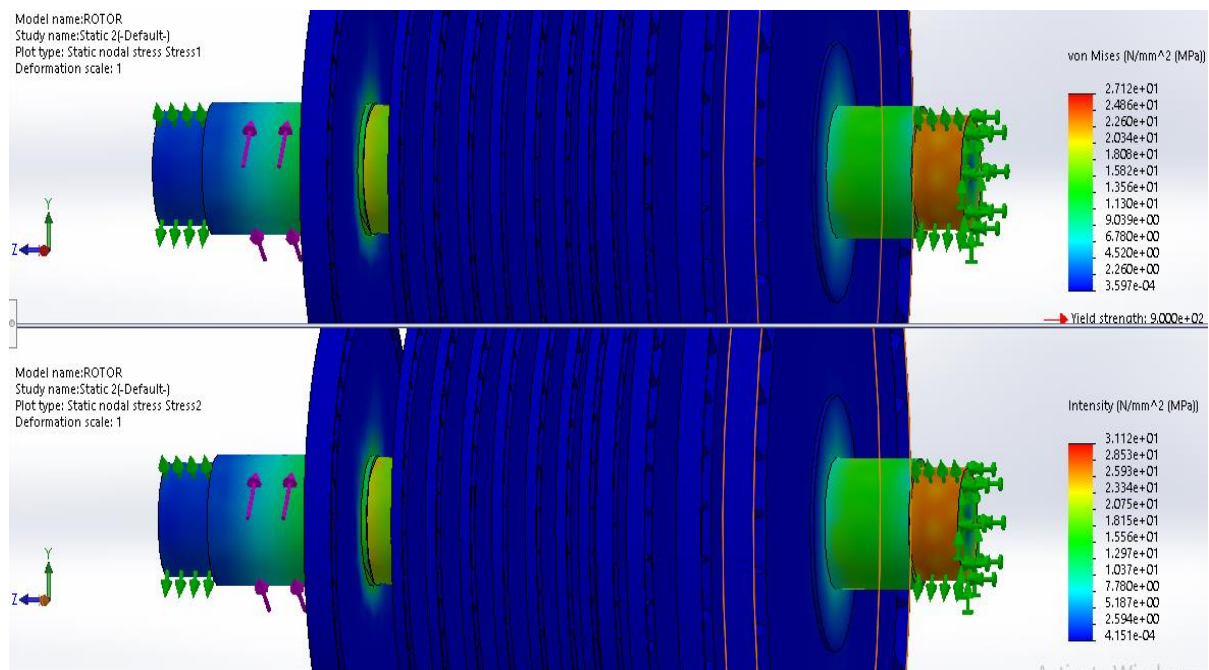


Figure 3.27 Les contraintes de VON MISES et TRESCA avec torsion

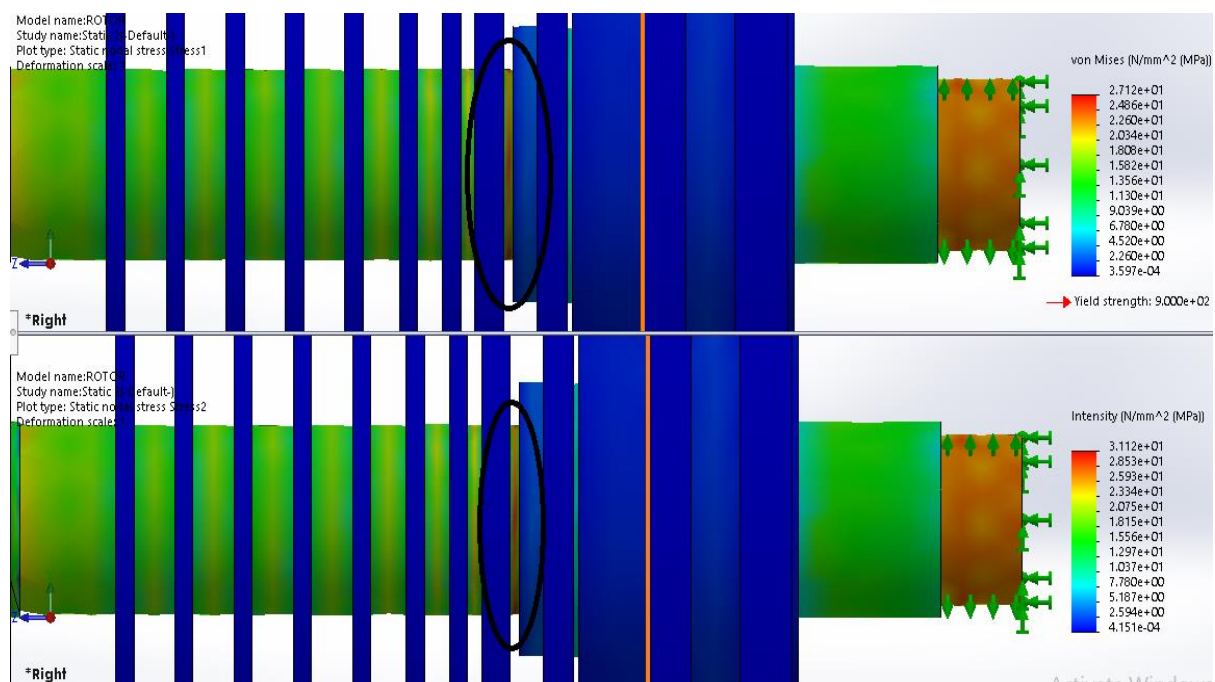


Figure 3.28 La concentration des contraintes entre la roue 9 et 10

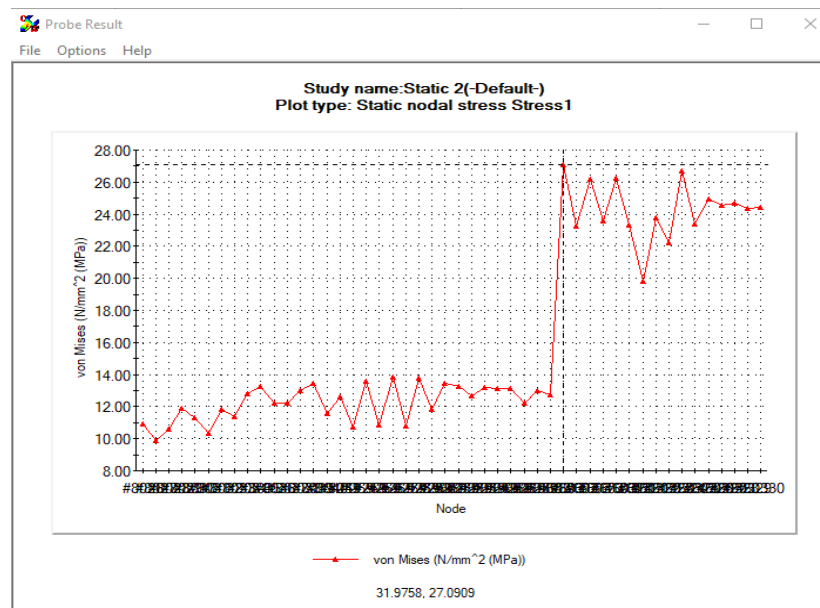


Figure 3.29 La contrainte de VON MISES maximale

Commentaire

Critère de VON MISES : $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 27.12\text{MPa}$, $\rightarrow S_{FV} = 33.18$

Critère de TRESCA : $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 31.12\text{MPa}$, $\rightarrow S_{FT} = 28.92$

Les résultats de simulation SolidWorks obtenus pour le rotor sont présentés dans les figures ci-dessus et le tableau 3-10. La figure 3-29 montre les distributions de contraintes de VON MISES et TRESCA dans la structure. On peut voir qu'une concentration des contraintes est localisée dans la région d'extrémité de la pièce de fixation et entre la 9^{ème} et 10^{ème} roue. Sur la base de ces valeurs, aucune modification du rotor du point de vue construction n'est nécessaire car les contraintes maximales induites sont inférieures à la limite élastique du matériau utilisé pour le rotor. Mais ces résultats nous indiquent les régions de fortes concentrations de contraintes qui peuvent à l'origine d'initiation de fissures dans l'arbre, surtout quand elles sont associées à la corrosion.

Tableau 3-9 Résultats de la simulation pour les deux forces

Type	1 ^{er} cas de charge	2 ^{ème} cas de charge
Déplacements (mm)	94.28	63.49
Contrainte de VON MISES (MPa)	5.584	27.12
Contrainte de TRESCA (MPa)	6.210	31.12

- Comparaison des résultats à celles de RDM7

Tableau 3-10 comparaison des résultats

Résultats RDM7	Résultat SolidWorks
$\sigma_{eq,vm.max} = 22.60 \text{ MPa}$	$\sigma_{eq,vm.max} = 27.12 \text{ MPa}$
$\sigma_{eq,tr.max} = 26.09 \text{ MPa}$	$\sigma_{eq,tr.max} = 31.12 \text{ MPa}$

Les contraintes équivalentes maximales données par le logiciel Solid Works sont un peu plus grande que celles obtenues par le logiciel RDM7 parce que, SolidWorks fournît un modèle plus proche de la réalité en 3D, en prenant en considération la forme géométrique de tous les constituants du rotor comme l'arbre à section variable, les différentes roues des 12 étages avec toutes les ailettes. Par contre le calcul par RDM7 est plus simplifié du moment que le modèle utilisé a pris en considération que la section variable de l'arbre en utilisant des éléments poutres de section différentes, les poids des roues ont été introduits comme des charges concentrées. Donc le modèle utilisé dans SolidWorks tient compte de la distribution réelle des contraintes dans le rotor dans les différents calculs, mais avec un temps CPU plus grand que celui du calcul par RDM 7, avec un peu moins de précision dans ce dernier, dont le calcul reste valable dans certaines limites de précisions recherchées.

3.2.2.3 Analyse Modale (fréquentielle)

Pour éviter le phénomène de résonance correspondant qui mène à la dégradation du rotor, il est nécessaire de faire l'étude fréquentielle pour déterminer les premières vitesses critiques ainsi que les modes propres correspondants, sachant que la vitesse de rotation de la turbine à vapeur étudiée est de l'ordre de 5000 tr/min, donc on se limitera d'étudier les six premières fréquences et modes propres du rotor, après le maillage du rotor et application du matériau on lance l'étude fréquentielle, on obtient les résultats suivants :

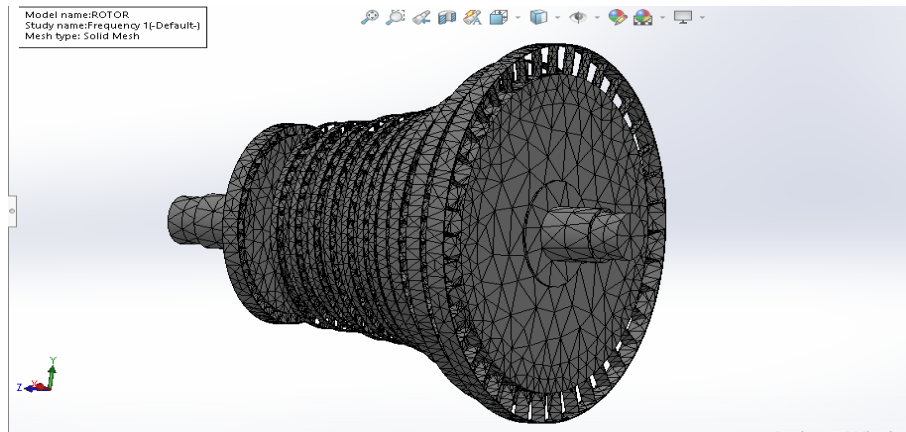


Figure 3.30 Rotor après maillage

i. Le mode 1

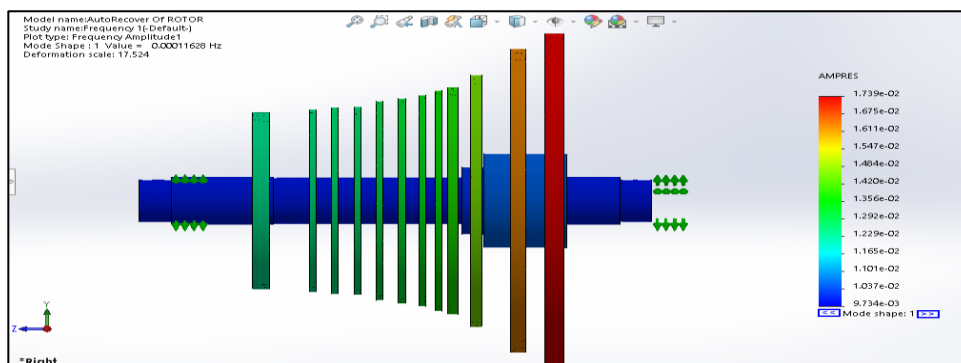


Figure 3.31 Tracé du mode 1

Il s'agit d'un déplacement négatif dans l'axe Z

ii. Le mode 2

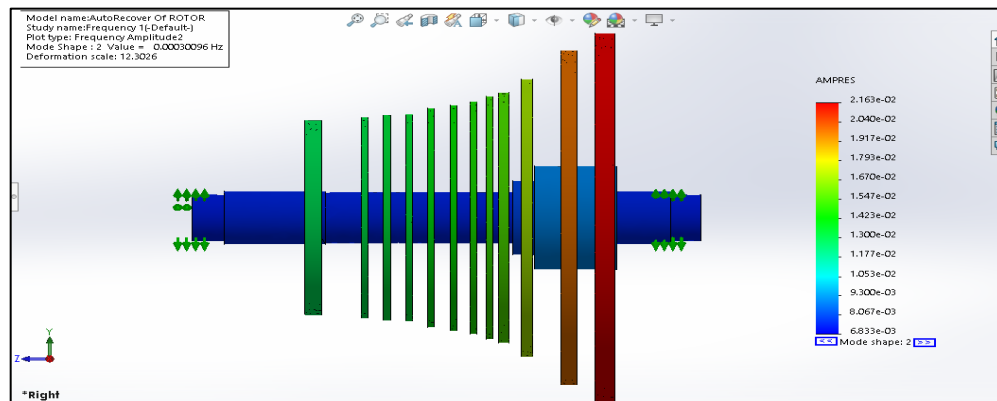


Figure 3.32 Tracé du mode 2

Il s'agit d'un déplacement positif dans l'axe Z

iii. Le mode 3

Il s'agit d'une torsion autour de l'axe z et flexion dans le plan (oyz)

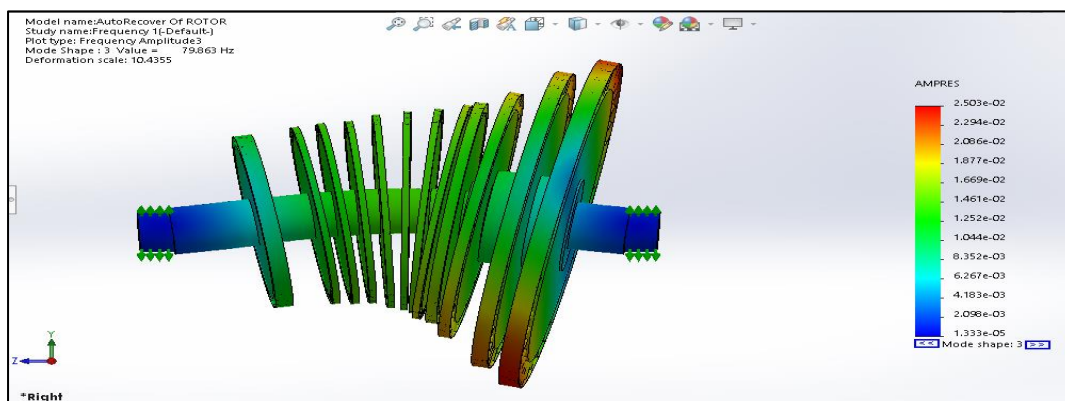


Figure 3.33 Tracé du mode 3

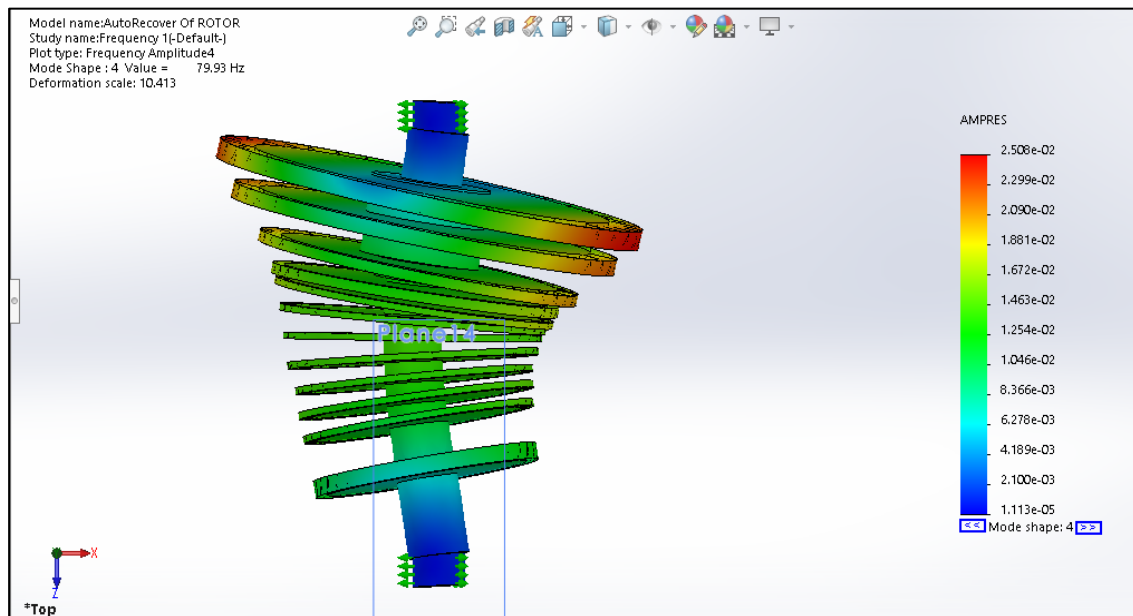
iv. Le mode 4

Figure 3.34 Tracé du mode 4

Il s'agit d'une torsion autour de l'axe z et flexion dans le plan (oxz)

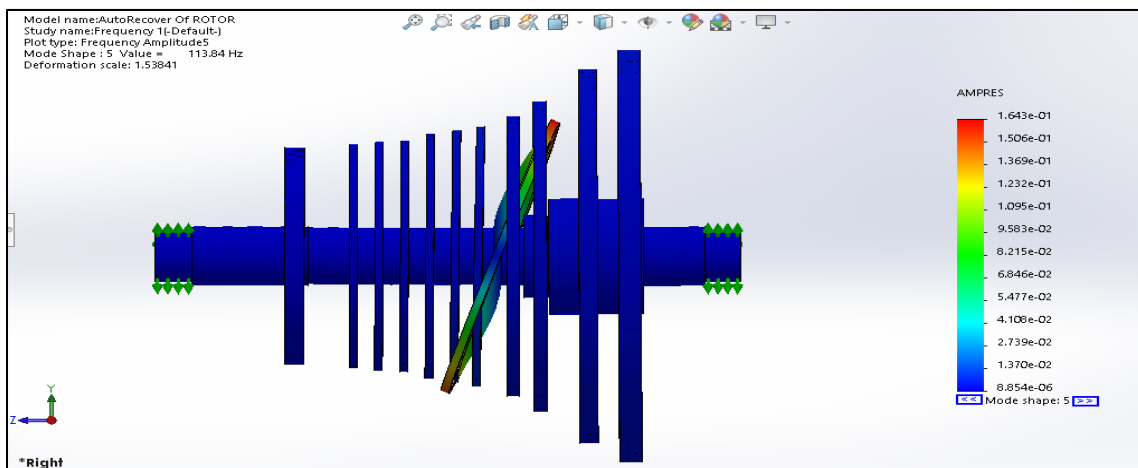
v. Le mode 5

Figure 3.35 Tracé du mode 5

Déformations critiques sur la 8^{ème} roue.

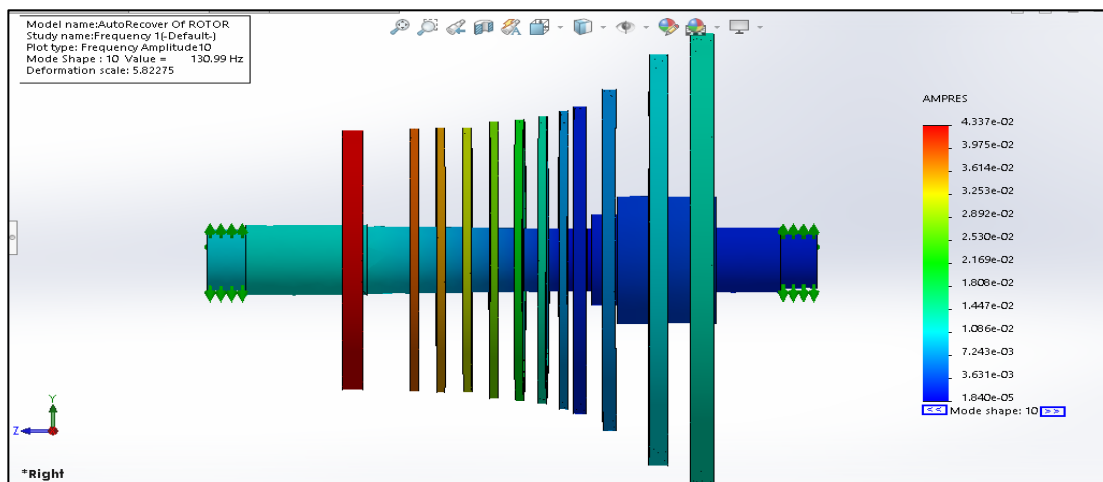
vi. Le mode 6

Figure 3.36 Tracé du mode 6

Dilatation sur 2^{ème} tronçon

Les valeurs des vitesses critiques de rotation obtenues par l'analyse modale du rotor sont :

Tableau 3-11 les vitesses de rotation correspondent la fréquence

Mode	Fréquence (Hz)	W (tr/min)
1	1.1628×10^{-4}	6.9768×10^{-3}
2	3.0096×10^{-4}	18.0576×10^{-3}
3	79.863	4791.78
4	79.98	4799
5	113.84	6830.4
6	130.99	7859.4

NB : La vitesse de rotation de la turbine à vapeur est égale à 5000 tr/min

D'après les résultats cités dans le tableau ci-dessus on constate que :

La vitesse critique du rotor :

- Les mode (1 et 2) sont très faibles, donc ne risque pas la rupture.
- Les mode (3 et 4) ils ont des vitesses critiques à ne pas atteindre lors du fonctionnement de la turbine à vapeur.
- Les mode (5 et 6) sont des vitesses critiques très loin de la marge de fonctionnement de turbine à vapeur.

Chapitre 4

Simulation de la fissuration sous corrosion

4.1 Nature de l'endommagement

Le mécanisme d'une fissuration comporte en général, deux étapes : l'amorçage et la propagation. L'amorçage qui est un phénomène essentiellement de surface, englobe la propagation de microfissures. La propagation proprement dite commence lorsque les fissures pénètrent à l'intérieur du matériau. La propagation des fissures se distingue par l'existence de lignes sur la surface de rupture marquant des positions d'arrêt du front de la fissure. Ces lignes peuvent être observées à l'échelle macroscopique.

Lors des maintenances préventives des trains de production, la réparation du rotor fissuré a été lancée croyant que l'anomalie était due à un contact accidentel du disque fissuré avec le diaphragme correspondant (traces d'usures ont été observées sur le bandage des ailettes avoisinant l'usure). Il a été constaté que le rotor de turbine à vapeur MHI présentait des fissures au niveau du disque du neuvième 9ème étage. Ci-après, les constatations enregistrées sur le rotor :

- Fissuration importante au niveau du disque du 9ème étage au niveau des tenons des ailettes.
- Dépôt de corrosion avancée relevé au niveau des roues, des aubes, des bandages et des tenons.
- Dégradation significative au niveau des pieds des ailettes et leurs tenons.

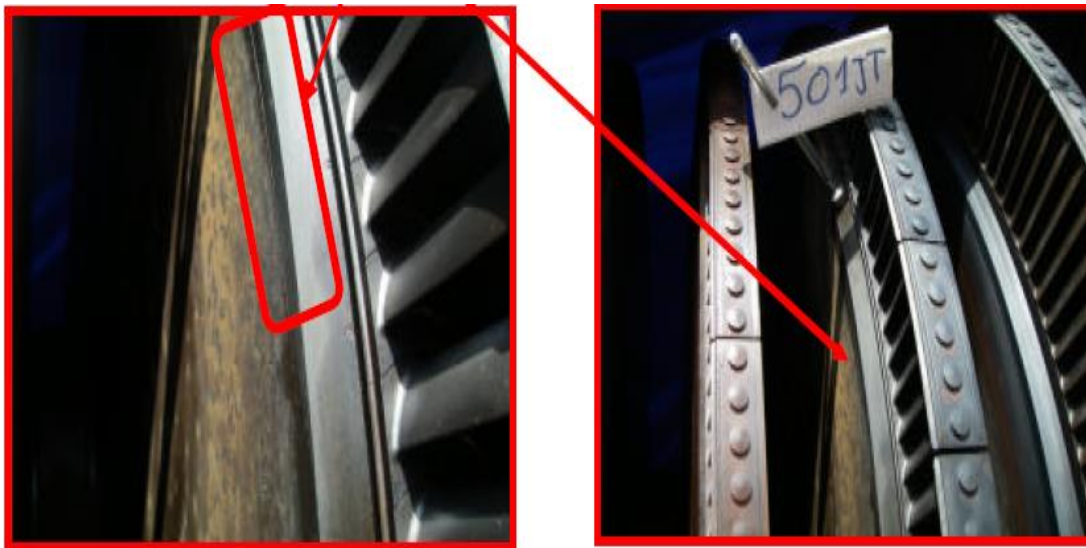


Figure 4.1 Fissure du disque du 9ème étage du rotor de la turbine MHI 501JT

Dans ce qui suit c'est la fissuration du 9^{ème} disque de la turbine sera étudiée, en simulant la fissure qui a une forme semi-elliptique seule en première étape, puis avec le défaut de corrosion représenté par une rainure, en deuxième étape.

4.2 Modélisation du défaut de corrosion

Pour créer un défaut de fissure dans la corrosion, une rainure étroite sous forme de rectangulaire été créé dans la roue. La profondeur du défaut de corrosion a été fixée à **6mm** sur la base des photos réels dont les coins ont été arrondis pour éviter toutes concentrations des contraintes. (Voir figure 4.2)

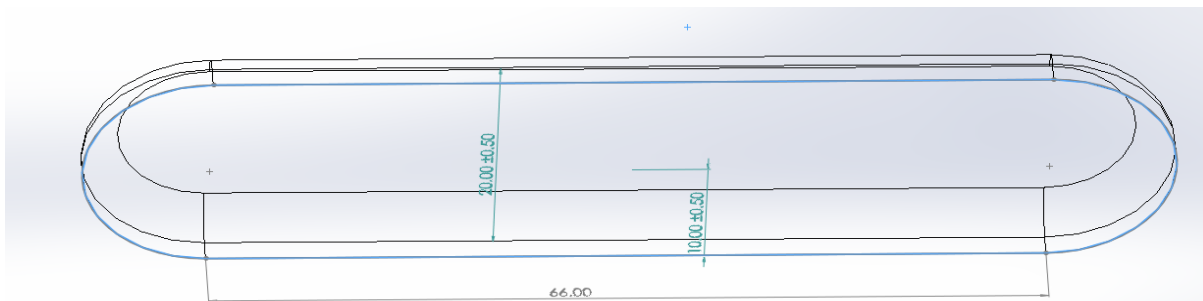


Figure 4.2 Création de la rainure

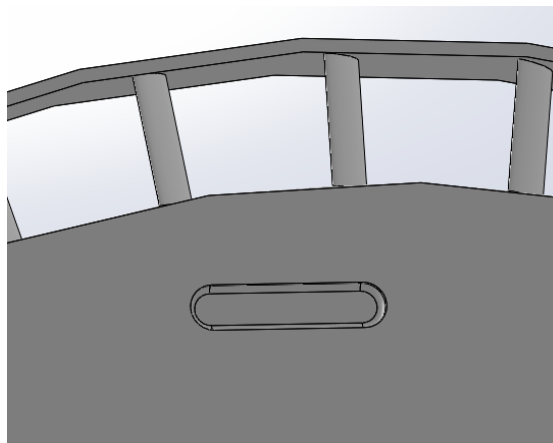


Figure 4.3 Visualisation 3D de la rainure

4.3 Modèle de simulation numérique ANSYS

4.3.1 Les paramétrés géométriques

Les données de l'application numérique sont résumées dans le Tableau 3.8 du chapitre précédent. Par l'utilisation de la même conception du SOLIDWORKS, on prend seulement une partie du tronçon de la 9^{ème} roue avec la rainure et on l'introduit dans ANSYS. A partir de la liste des types d'analyses on choisit **structure statique**, il apparaît une liste des données (figure 4.4) on suit les étapes suivantes :

- **Engineering data** double clique pour introduire les caractéristiques du matériau.

- **Géométrie** → clique droit edit in **spaceclaire** → file → open → sélectionner la pièce de SolidWorks → sauvegarder sous forme **spaceclaire** → sur **géométrie** clique droit placé géométrie on choisit la dernière forme.

- Model/step → double clique

- Maillage

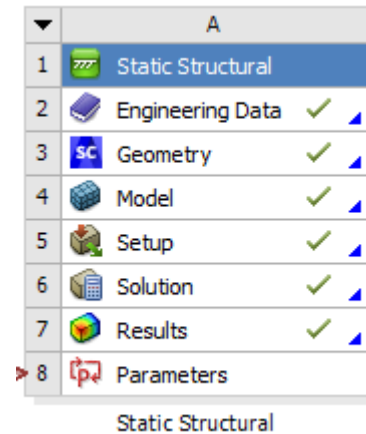


Figure 4.4 Liste des données

Details of "Structural Steel"	
Common Material Properties	
Density	7.7e-06 kg/mm ³
Young's Modulus	2.1e+05 MPa
Thermal Conductivity	0.0605 W/mm.°C
Specific Heat	4.34e+05 mJ/kg.°C
Tensile Yield Strength	990 MPa
Tensile Ultimate Strength	1440 MPa
Nonlinear Behavior	False
Full Details	Click To View Full Details
Statistics	
Assigned Bodies	6

Figure 4.5 Propriété du matériau (ANSYS)

Details of "Mesh"	
Display	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Quadratic
Element Size	Default
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Deforming	Yes
Deformation Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	1838.7 mm
Average Surface Area	52410 mm ²
Minimum Edge Length	0.70208 mm
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	

Figure 4.6 Maillage (ANSYS)

- Connexion : Assemblage de la roue avec le tronçon d'arbre

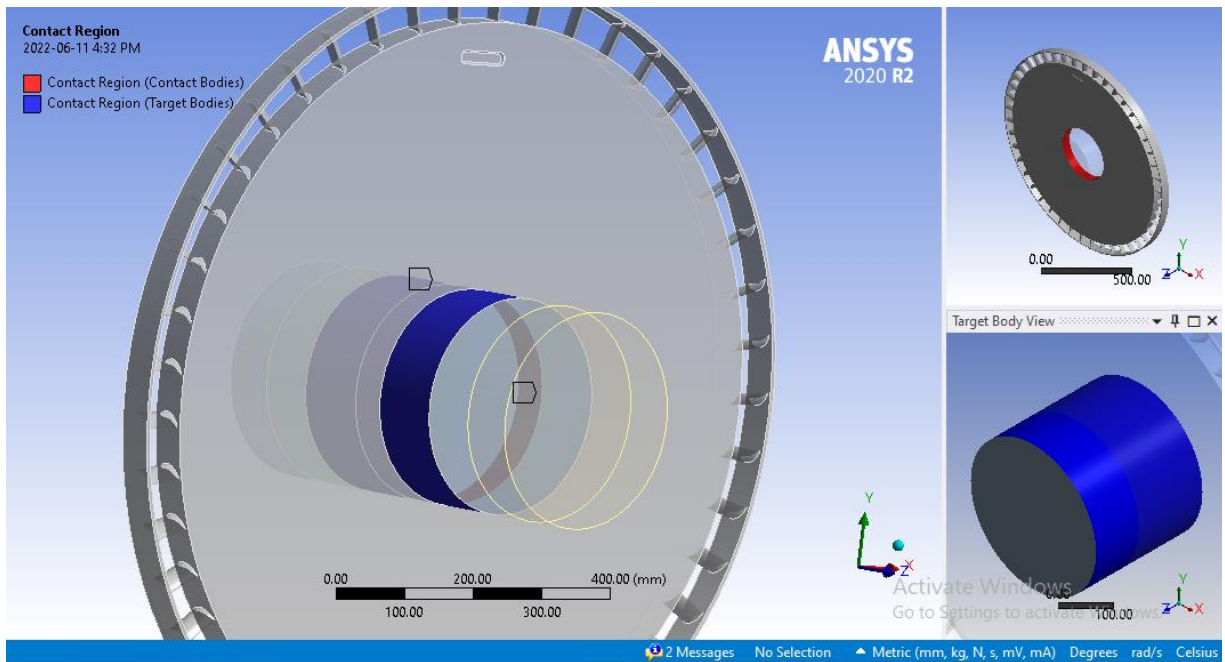


Figure 4.7 Les connexion de contact (ANSYS)

Les conditions aux limites et les efforts

Vitesse de rotation = 523.6 rd/s

Gravité = 9.8 m/s²

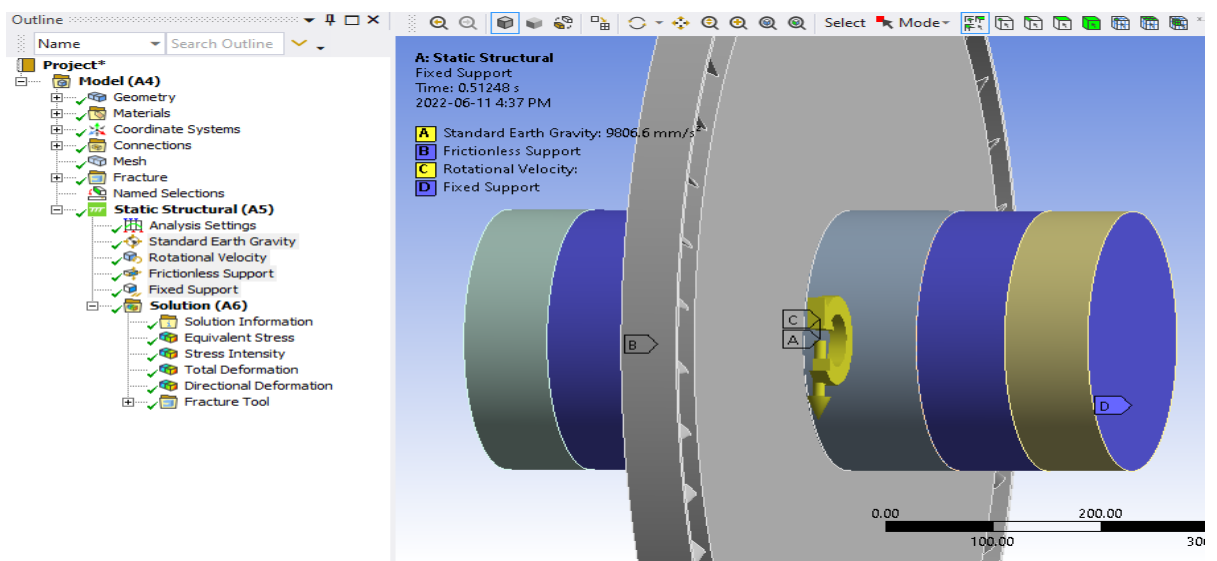


Figure 4.8 Les conditions aux limites et efforts (ANSYS)

4.3.2 Modélisation de la fissure

1^{ère} étape : sélectionner l'emplacement de la fissure par l'insertion d'un système de coordonnées ; on choisit **coordonnées globales** → **insérer** → **système de coordonnées**, dans les paramètres on choisit manuelle et on clique sur la surface de la rainure puis ajuster les axes figure (4.9), applique. Sur Model on clique droit, insérer fractur dans le dossier de se dernière clique droite, insérer fissure semi elliptique, appliquer ces données figure (4.10) :

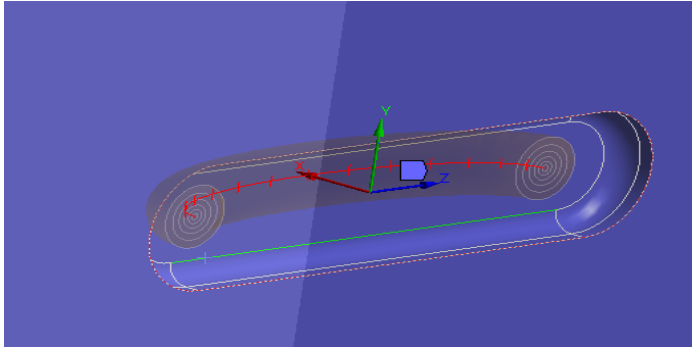


Figure 4.9 Visualisation de la fissure dans la rainure

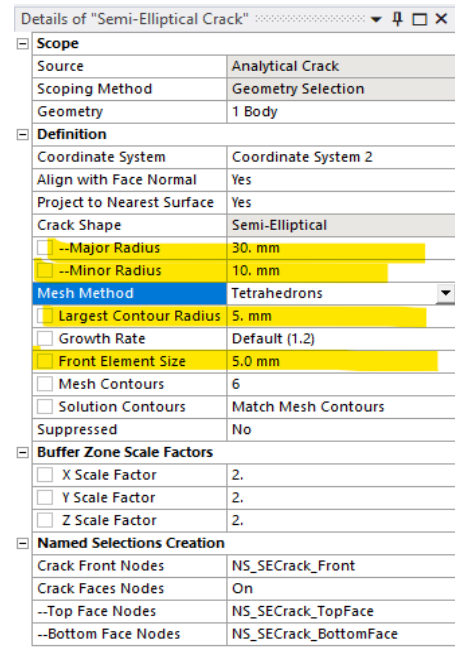


Figure 4.10 Paramètres de la fissure

Avant d'exécuter la simulation, ajouter les solutions comme la contrainte équivalente de VON MISES et TRESCA et les outils de fissure.

➤ Les contraintes

Pour observer les différentes contraintes correspondantes aux différentes dimensions, il faut d'abord présenter les résultats sous la forme illustrée par la figure (4.11a et b).

On note que les contraintes maximales de VON MISES sont plus grandes dans la roue avec corrosion 747.26MPa (fig.4.11 b) car la concentration des contraintes est plus importante en profondeur de la corrosion qui égale à 6 mm, par apport à l'autre (sans corrosion) 734.5MPa (fig.4.11 a) où ils sont concentrées dans les zones de contacts entre l'arbre et le disque et entre les ailettes et le bondage.

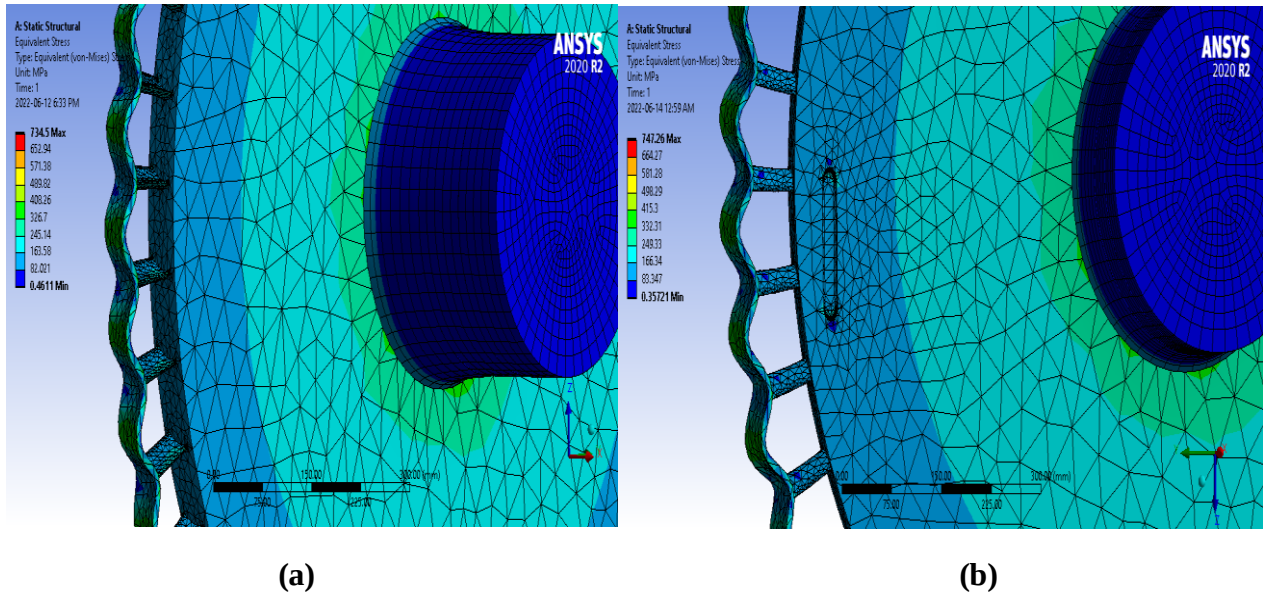


Figure 4.11 Contraintes de VON MISES sans corrosion (a) et avec corrosion (b)

4.3.3 L'analyse de fissure

Pour le choix du type de fissure à étudier, on a simulé différentes fissures avec différentes dimensions de la fissure semi-elliptique a et c , afin d'identifier celle qui a la contrainte la plus concentrée et le type de fissure le plus critique.

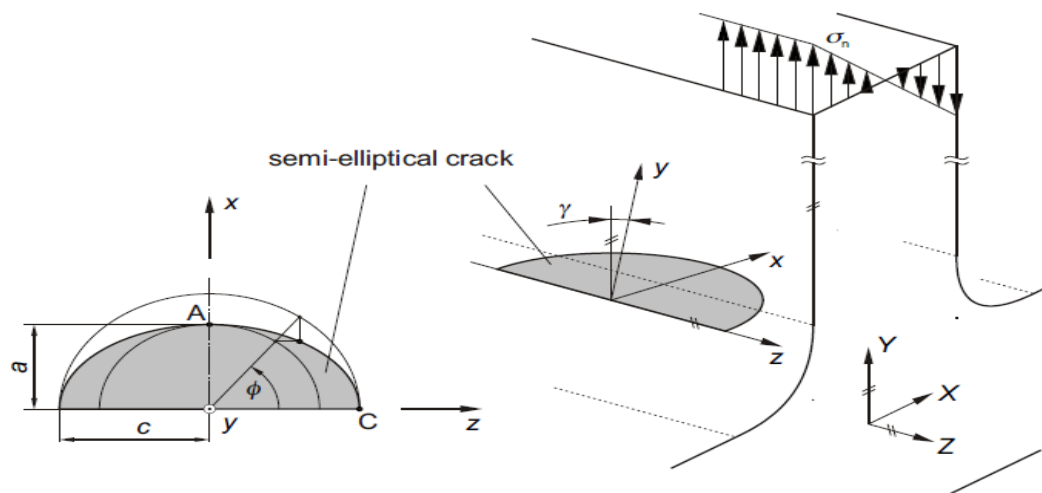


Figure 4.12 Représentation géométrique d'une fissure de surface semi-elliptique

Les dimensions de a et c des fissures étudiées sont représentés dans le tableau ci-dessous. Sachant que l'épaisseur de la roue est $t=53\text{mm}$, ces différentes valeurs sont calculées comme suit :

Pour a : qui est la profondeur (minor radius) de la fissure par rapport à t l'épaisseur de la roue.

$$a/t = 20\% \rightarrow a = 10.6\text{mm}$$

Pour c : qui est la demi longueur (majeur radius) de la fissure, pour $a/2c = 25\%$, $a = 10.6\text{ mm}$ donc $c = 21.2\text{ mm}$.

Tableau 4-1 les dimensions pour chaque fissure

Pourcentage a/t (%)	a (mm)	Pourcentage $a/2c$ (%)	c (mm)
20	10.6	25	21.2
		50	10.6
		75	7.06
40	21.2	25	42.2
		50	21.2
		75	14.13
60	31.8	25	63.6
		50	31.8
		75	21.2
80	42.4	25	84.8
		50	42.4
		75	28.26

4.3.4 Les résultats

On appelle A, B, C, D les fissures qui représentent les pourcentages a/t de 20,40,60,80 % respectivement. Comme exemple on représente la fissure B avec et sans corrosion dont le rapport $a/2c$ à 25% dans la figure 4.13 et figure 4.14 respectivement.

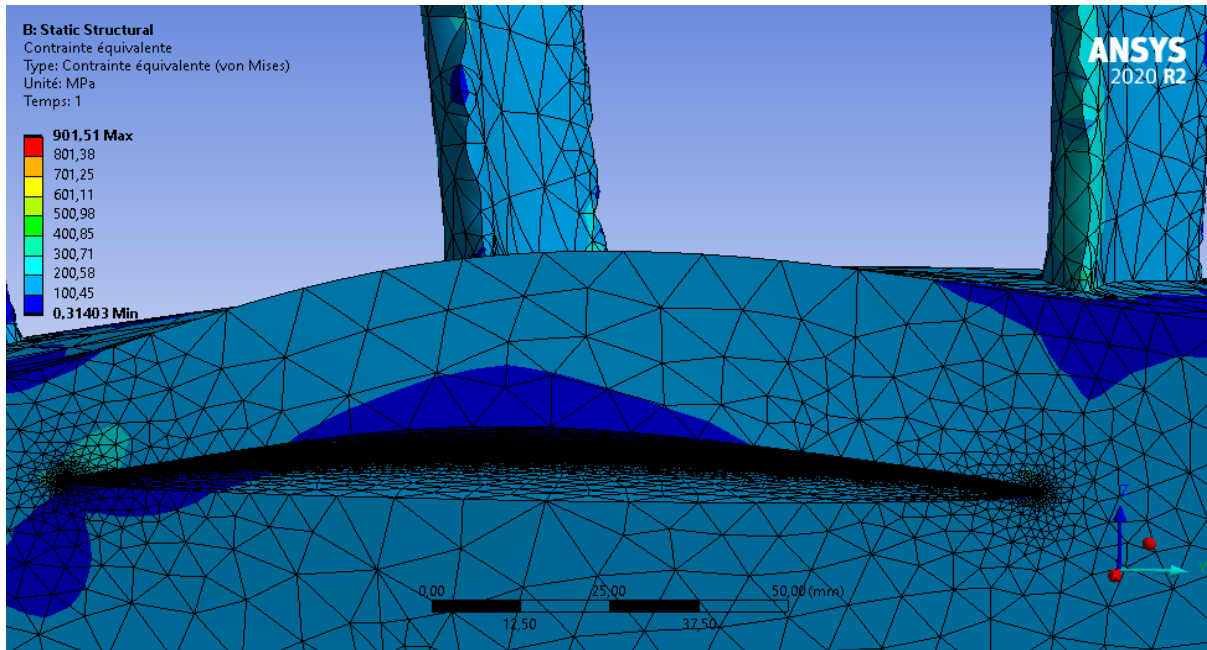


Figure 4.13 Fissure B sans corrosion ($a/2c = 25\%$)

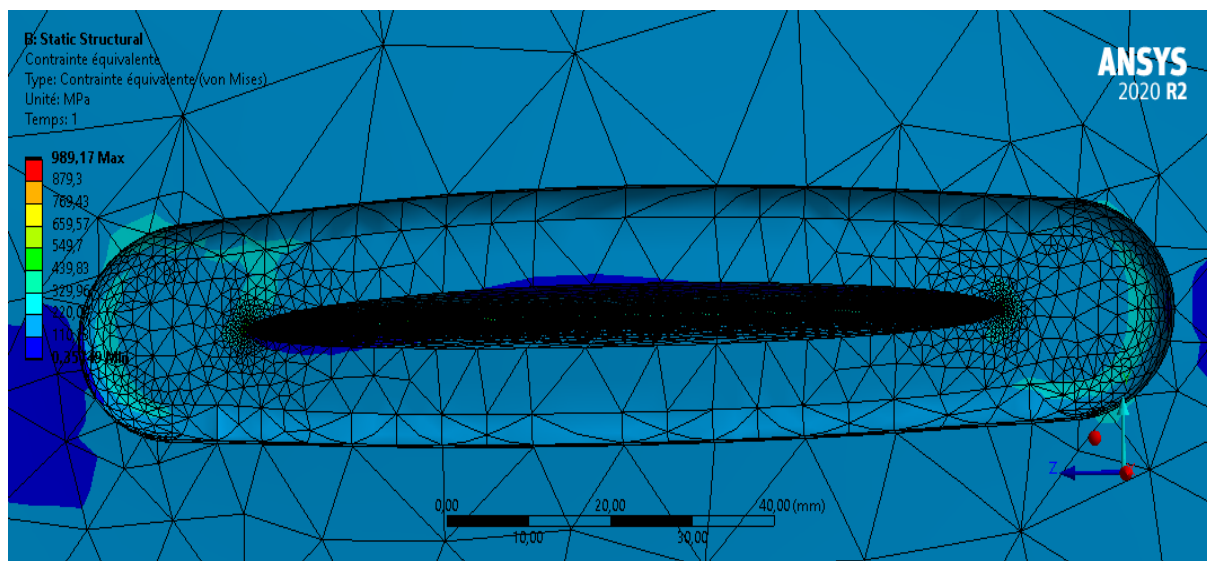


Figure 4.14 Fissure B avec corrosion ($a/2c = 25\%$)

Pour voir la variation de la concentration de contrainte avec et sans corrosion en fonction du rapport $a/2c$ et le rapport a/t . On représente les résultats du tableau 4.2 par les courbes données par les figures suivantes :

Tableau 4. 2 Comparaison des fissures avec et sans corrosion

		SANS			AVEC		
$\frac{a}{t}$	$\frac{a}{2c}$	CONTRAINTE E VM (MPa)	K_1 (MPa $\sqrt{mm}$)	K_2 (MPa $\sqrt{mm}$)	CONTRAINTE E VM (MPa)	K_1 (MPa $\sqrt{mm}$)	K_2 (MPa $\sqrt{mm}$)
0.2	0.25	734.5	217	14.128	745.91	412.92	38.278
	0.50	734.53	169.3	15.459	746.63	403.57	44.402
	0.75	734.53	155.78	16.471	746.9	387.76	41.416
0.4	0.25	792.45	431.81	4.1	989.17	651.14	22.013
	0.50	734.67	281.23	12.918	899.79	582.11	53.62
	0.75	734.67	251.02	16.741	770.54	527.97	54.739
0.6	0.25	901.51	747.68	-21.023	936.58	1064.4	6.0897
	0.50	873.01	418.57	-0.3360	756.97	833.29	7.1801
	0.75	734.68	362.58	9.4302	756.52	705.06	5.5066
0.8	0.25	915.98	1223.8	-41.115	1478.8	1580.1	65.581
	0.50	778.9	625.56	-14.702	903.23	1102.6	11.046
	0.75	734.75	489.67	2.0816	756.95	867.71	13.071

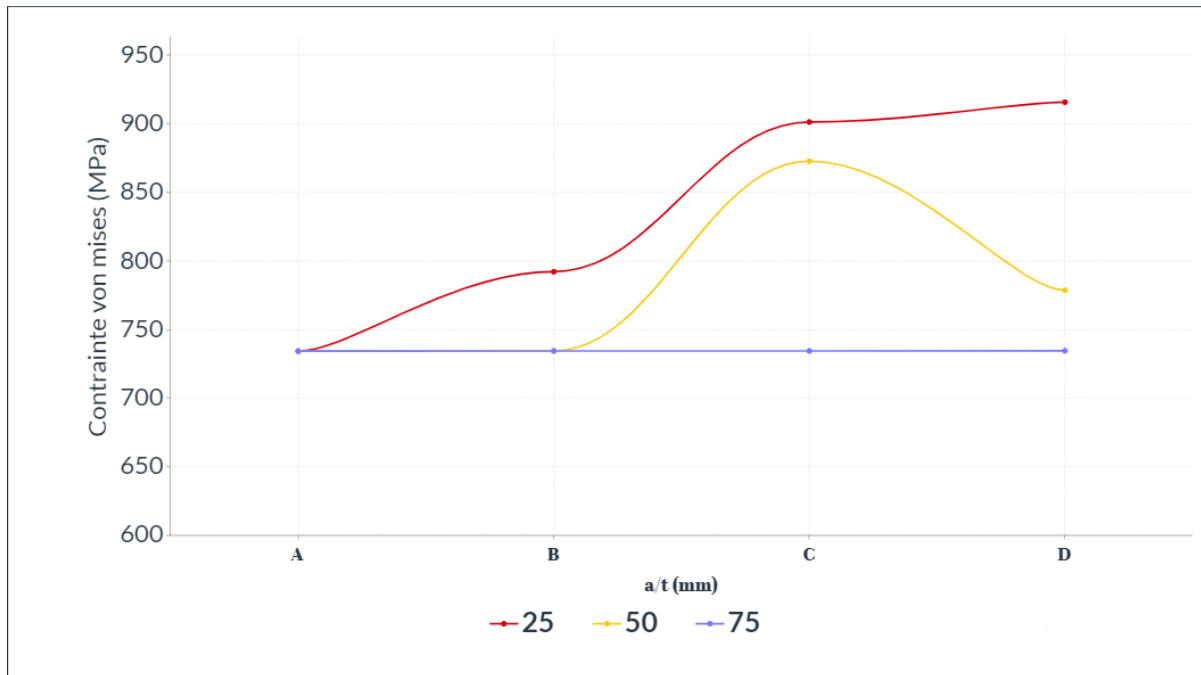


Figure 4.15 La contrainte de VON MISES sans corrosion

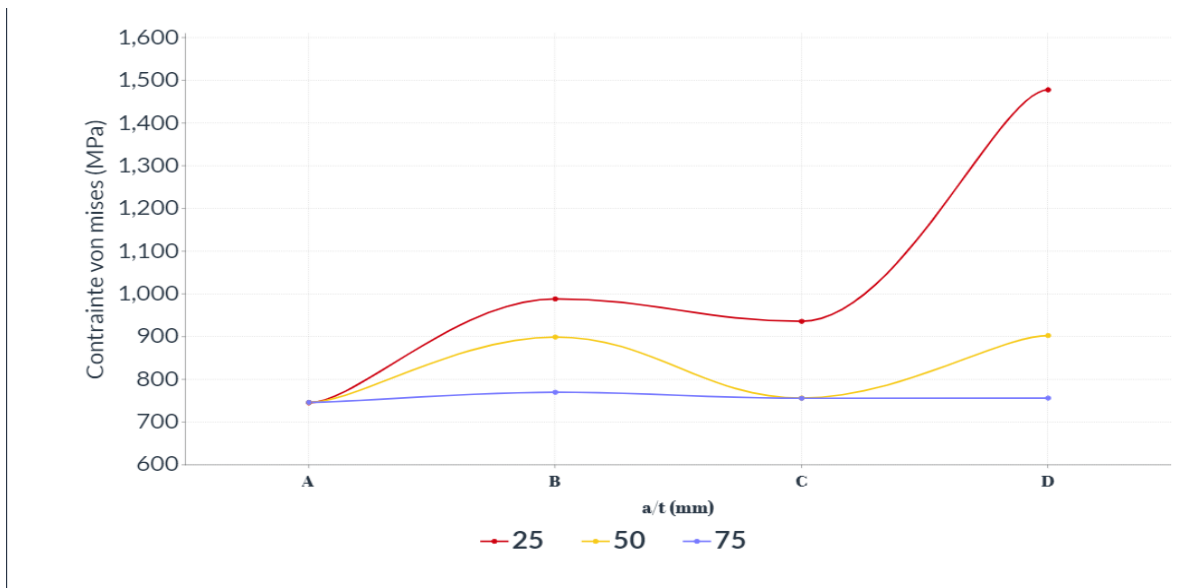


Figure 4.16 La contrainte de VON MISES avec corrosion

On note que les contraintes maximales de VON MISES sont plus importantes dans la roue avec défaut de corrosion que sans défaut de corrosion. La contrainte est plus importante dans le cas du rapport de $a/2c$ de 25 % qui représente la fissure semi-elliptique dont le $a < c$ qui est le type de

fissure le plus critique qu'on a étudié, par rapport aux autres cas dont le $a/2c$ de 50 % qui représente une fissure circulaire ($a=c$) et la fissure semi-elliptique avec $a/2c = 75\%$ pour $a > c$.

On observe aussi que les contraintes maximales de VON MISES augmentent lorsque le rapport $\frac{a}{t}$ de chaque fissure (A B C D) augmente ainsi que le facteur d'intensité de contraintes K_1 qui devient de plus en plus important. Ce qui très logique car la profondeur de la fissure augmente.

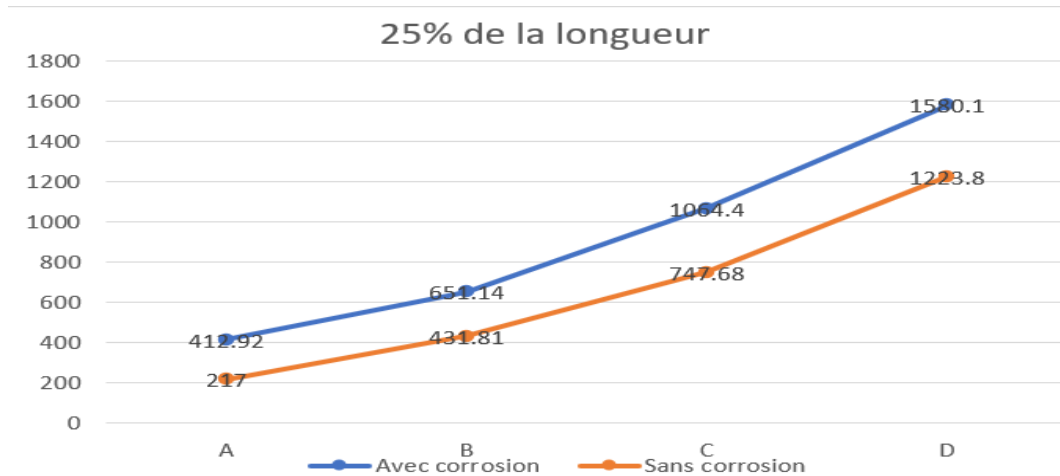


Figure 4.17 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 25\%$

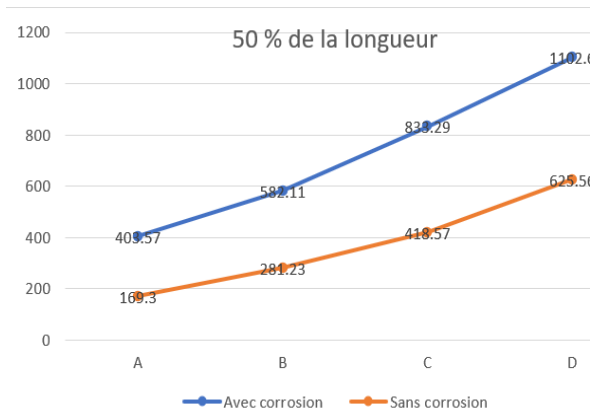


Figure 4.18 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 50\%$

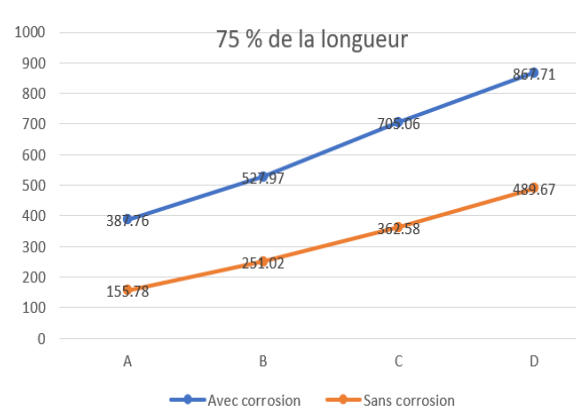


Figure 4.19 Facteur d'intensité de contraintes pour $a/2c = 75\%$

Ce qui est illustré sur les figures précédentes. Où on remarque toujours et on confirme que la fissure semi-elliptique dont $a < c$, est la plus critique. On remarque que la différence des contraintes de VON MISES pour les fissures non profondes ($a/t = 20\%$) est négligeable par rapport aux autres profondeurs. Ce qui est différent pour le facteur d'intensité de contraintes du premier mode de

rupture K_I qui vari pour toutes les profondeurs de fissures. Ce qui est un bon indice pour l'étude paramétrique dont les valeurs sont plus grandes que les valeurs du facteur d'intensité de contraintes du deuxième mode de rupture K_{II} , qui sera négligé devant le premier mode.

On représente dans Les figure 4.20 et figure 4.21 la distribution du facteur d'intensité de contrainte au front de fissure B à $a/2c = 25\%$.

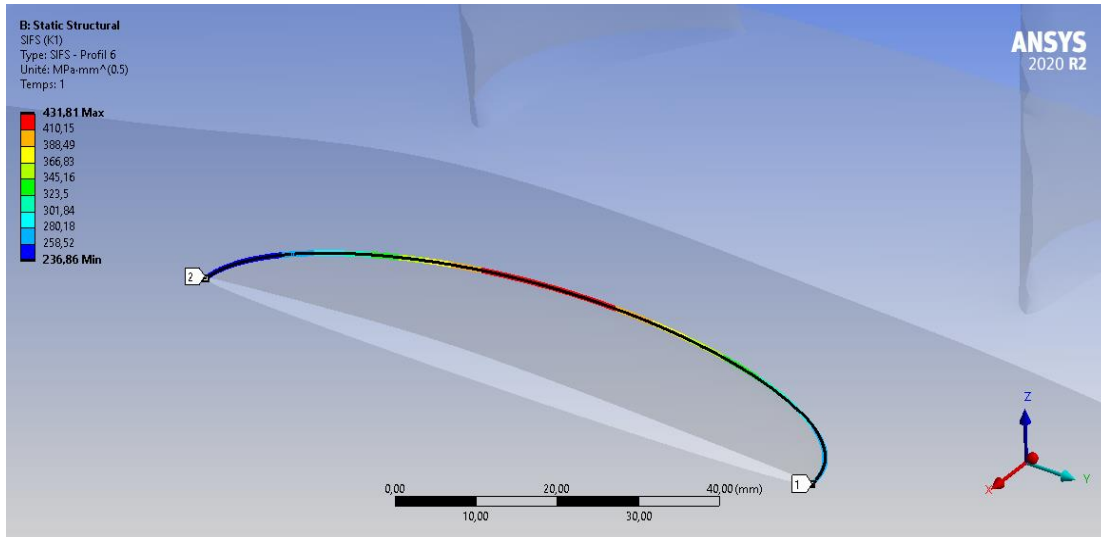


Figure 4.20 Facteurs d'intensités K_I de la fissure B ($a/t = 40\%$) sans corrosion

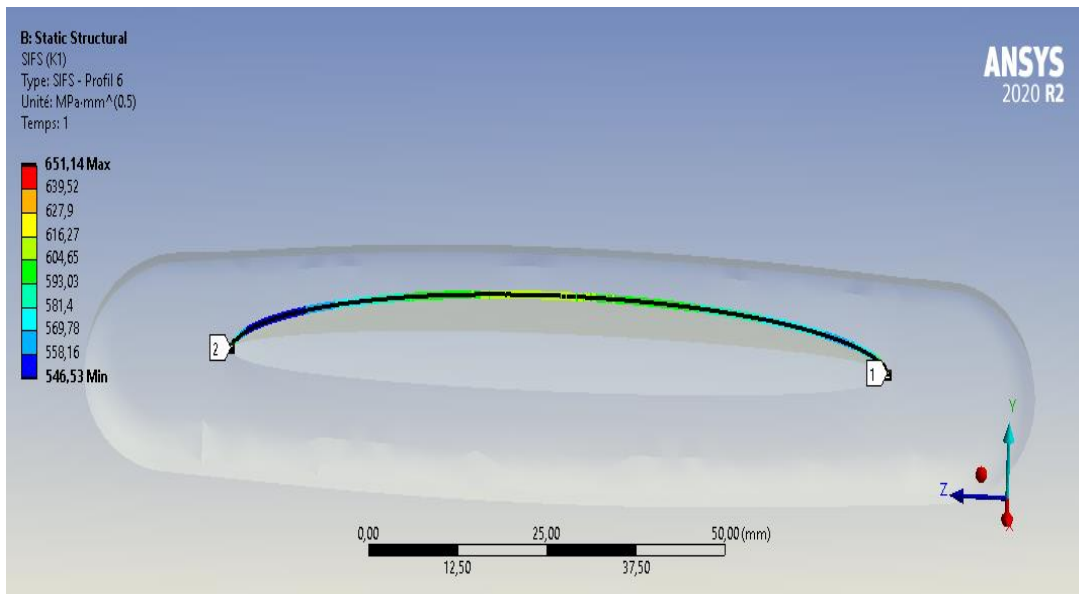


Figure 4.21 Facteurs d'intensités K_I de la fissure B ($a/t = 40\%$) avec corrosion

Les graphes donnés ci-dessous représentent la distribution de facteurs d'intensités au front de fissure A, B, C, D à $a/2c = 25\%$.

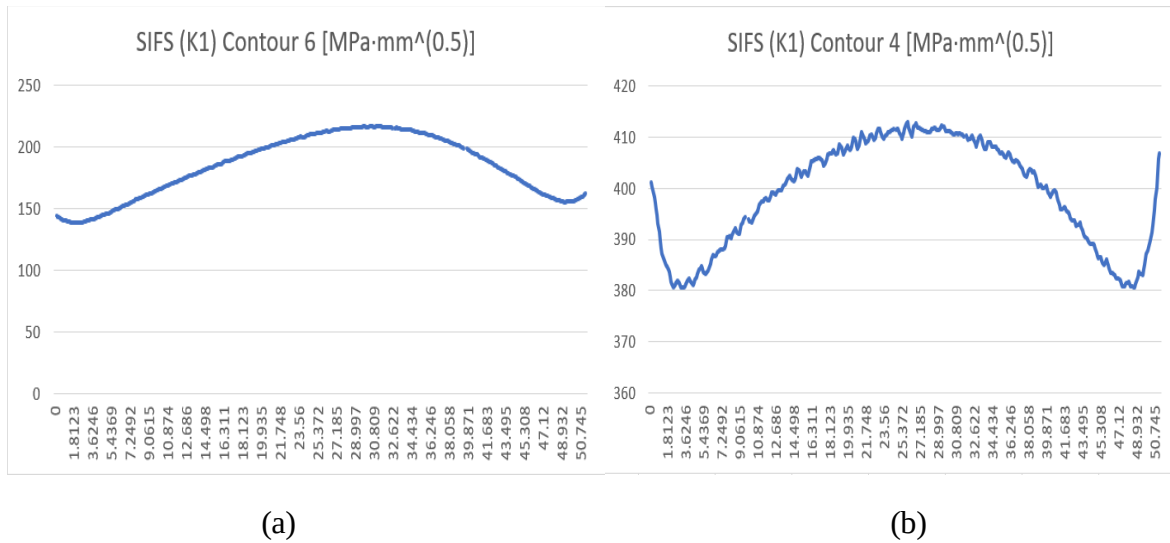


Figure 4.22 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure A ($a/t = 20\%$)

(a) sans corrosion et (b) avec corrosion

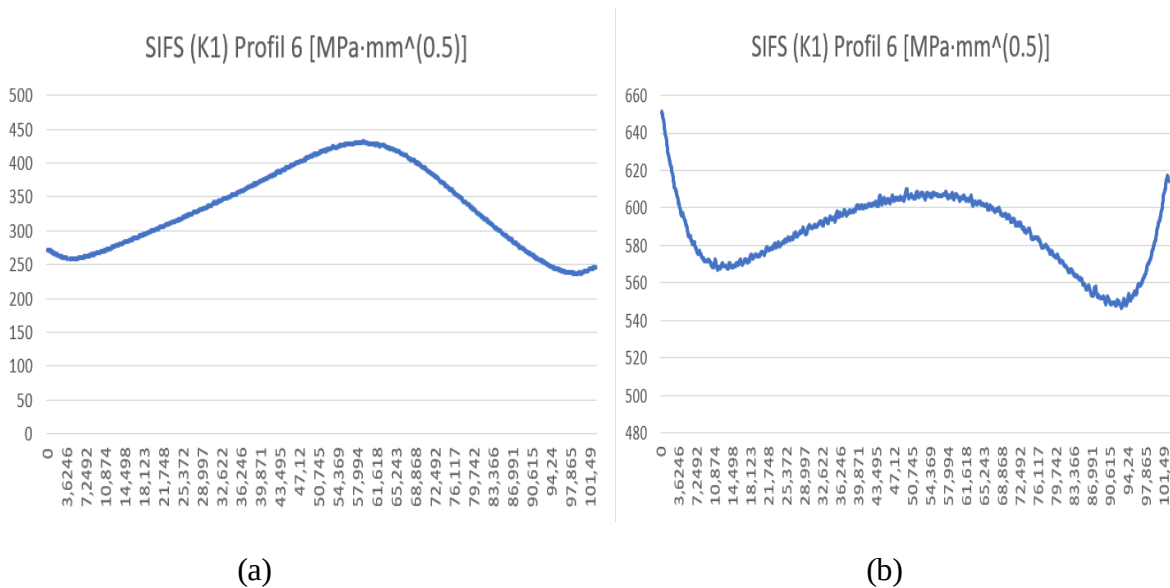


Figure 4.23 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure B ($a/t = 40\%$)

(a) sans corrosion et (b) avec corrosion

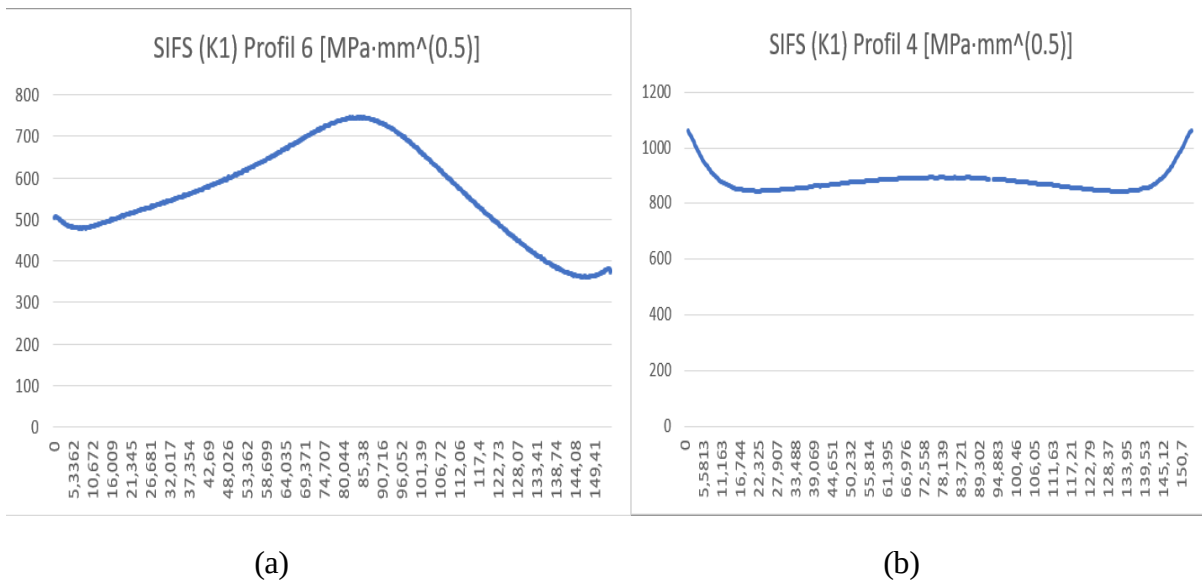


Figure 4.24 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure C ($a/t = 60\%$)

(a) sans corrosion et (b) avec corrosion

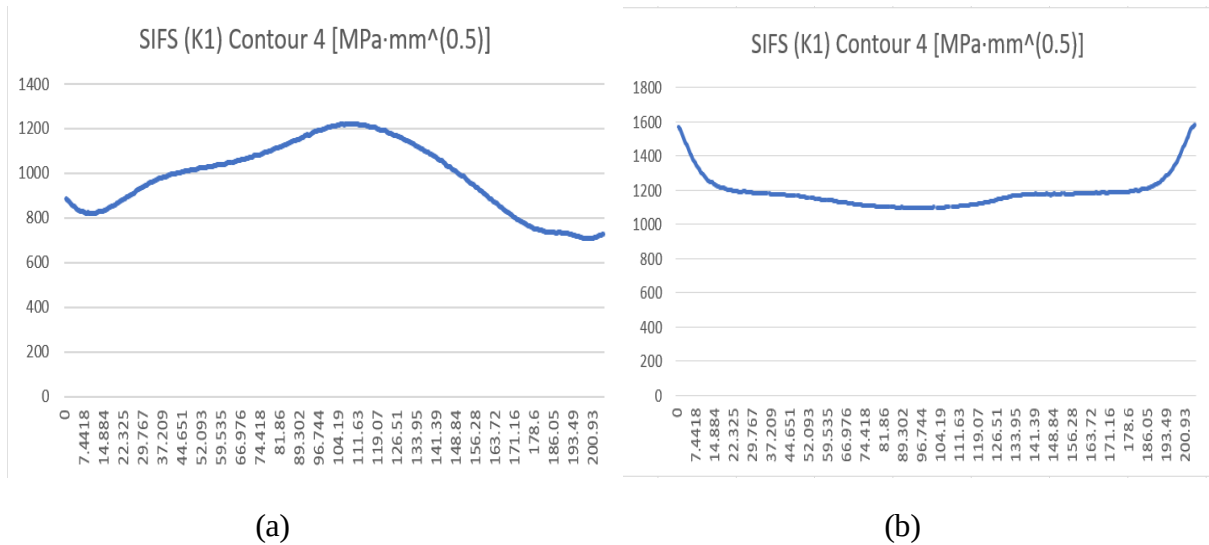


Figure 4.25 Facteurs d'intensités K_1 de la fissure D ($a/t = 80\%$)

(a) sans corrosion et (b) avec corrosion

D'après les figures ci-dessous représentant les graphs des facteurs d'intensité de contrainte K_I du mode d'ouverture I, on remarque dans la plupart des cas pour $a/t > 20\%$ les fissures sans corrosion les valeurs maximales de K_I sont au milieu des fissures, elles ont tendance de se propager en profondeur. Dans le cas des fissures avec corrosion les valeurs maximales de K_I sont aux extrémités, où ont tendance de se propager vers les extrémités. Par contre pour les fissures peu profonde $a/t = 20\%$, les valeurs maximales de K_I sont au milieu dans les deux cas de fissures.

Conclusion

Dans ce chapitre on a étudié la propagation des fissures au niveau du disque du neuvième 9ème étage de la turbine à vapeur, en fixant les dimensions des différentes fissures sans et avec présence de défaut de corrosion modélisé par une rainure modélisée à l'aide du logiciel ANSYS.

On a remarqué la nocivité du type des fissures semi-elliptiques sur la résistance à la rupture du disque, car ce type de fissure est le plus critique. Puis par les différents calculs des facteurs d'intensité de contrainte et contraintes de VON MISES on a confirmé l'influence des défauts de corrosion sur la propagation de fissure par rapport aux fissures sans corrosion.

Conclusion générale

L'objectif de ce présent mémoire est l'analyse du phénomène de corrosion et de la fissuration par CSC (corrosion sous contraintes) des disques du rotor de la turbine à vapeur MHI9CL12. Ces équipements sont stratégiques, car ils assurent l'entraînement des compresseurs du gaz des unités de production de GNL, dont l'arrêt ou leur défaillance pose beaucoup de problèmes pour les exploitants de ces différentes unités de production du point de vue coût, surtout si on est obligé dans beaucoup de cas de remplacer le rotor complet de la turbine à vapeur.

C'est ce qui nous a poussé à étudier leur résistance mécanique vis-à-vis des différentes charges à lesquelles sont sollicités. D'abord par un calcul statique en utilisant dans une première étape, le logiciel RDM 7 par l'utilisation d'un modèle éléments finis tridimensionnel en poutres à sections variables, puis en deuxième étape par l'utilisation du logiciel SOLIDWORKS, qui nous a permis après modélisation 3D du rotor complet (Disques, arbre, ailettes) d'être proche de la réalité et faire l'analyse statique. Une comparaison des différents résultats entre les deux modèles a été faite, il y'a certaines différences mais dans les deux cas la résistance mécanique du rotor a été vérifiée en montrant les zones critiques dans le rotor. Enfin on a effectué une analyse modale du rotor 3D déjà modélisé par SOLIDWORKS dans la première étape. Cette étude fréquentielle nous a permis de calculer les vitesses critiques du rotor et les modes propres correspondants qu'il faut éviter pendant le fonctionnement afin d'éviter le phénomène de résonance.

Parmi les problèmes à lesquelles sont exposées ces turbines à vapeur menant à la défaillance de leurs rotors, c'est le problème de fissuration et de corrosion dans les différents disques du rotor. Ce qui nous a amené à faire l'étude de la fissuration sous corrosion constatée lors des opérations de maintenance dans le 9^{ème} disque du rotor. La modélisation a été faite par le logiciel de calcul par éléments finis ANSYS, où différentes tailles de fissures avec et sans corrosion ont été utilisées. Il a été constaté que les fissures semi-elliptiques dont le petit axe est en profondeur sont les plus critiques et plus dangereuses. Ce dernier type de fissure a été utilisé dans l'étude paramétrique et analyse de la fissuration sans et avec défaut de corrosion. On a montré à travers les différents résultats de calculs que le phénomène de corrosion associé aux contraintes mécaniques, a une grande influence sur la propagation de ces fissures, qui ont tendance à se propager plus en largeur qu'en profondeur dans le cas des fissures profondes.

Comme les différentes contraintes appliquées sur le rotor sont cycliques, dues à la rotation de ce rotor, Il est recommandé d'approfondir cette étude par l'étude de propagation de fissures sous corrosion par le phénomène de fatigue, qui nécessite de connaître les caractéristiques mécaniques des matériaux en fatigue pour la simulation par une recherche plus détaillée.



Bibliographie

- [1] SILINI M. & BOULAININE A. : Turbine à vapeur ; SH/IAP SKIKDA.
- [2] MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES : Manuel d'instructions pour turbine à vapeur 501-JT à 503-JT ; Janvier 1993.
- [3] BOURAS B. S. : Rapport mensuelle préliminaire pour la période d'essais sur la turbine à vapeur X03MHI du train 500 du complexe GL2Z. Département technique, 2011.
- [4] BENSAADA S. : Cours de corrosion. OPU, Janvier 2015.
- [5] PAUZE N. : Fatigue corrosion dans le sens travers court de tôles d'aluminium 2024-T351 présentant des défauts de corrosion localisée. Thèse soutenue à l' EMSE de Saint-Etienne, 2008.
- [6] KADDOUR TREA S. :Rapport d'analyse du phénomène de fissuration des roues du 9^{ème} étage des rotors des trois (03) turbines à vapeur MHI du train 500 du complexe GL2Z. Oct. 2012.
- [7] KRÄMER E., HUBER H. ,SCARLIN B. : Ré- équipement de turbines à vapeur basse pression. Revue ABB 5/96, 4–13.
- [8] JONAS O. & LEE M. : Steam turbine corrosion and deposits problems and solution; Proceeding of the thirty-seventh turbomachinery symposium, 2008.